

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**  
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ**  
**імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»  
УДК \_\_\_\_\_

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов  
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2018 р.

**Магістерська дисертація**

**на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»,

спеціалізації «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

на тему: Підвищення ефективності роботи теплонасосної системи для вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з вологовиділенням

Виконала: студентка II курсу, групи ТП – 61 м

Цветкова Марія Олександрівна

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник проф., д. т. н. Безродний М. К.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультанти: з мат. моделювання к.т.н. Кутра Д.С.

(назва розділу)

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

з охорони праці к.т.н., доцент Каштанов С.Ф.

(назва розділу)

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

Спеціалізація «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов  
(підпис) (ініціали, прізвище)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на магістерську дисертацію студенту**  
Цвєткова Марія Олександрівна  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Підвищення ефективності роботи теплонасосної системи для вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з вологовиділенням,  
науковий керівник дисертації проф., д. т. н. Безродний М. К.,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Строк подання студентом дисертації 18.05.2018 р.

3. Об'єкт дослідження Видалення великої кількості вологи, що надходить у виробниче приміщення, а також підтримка температури та вологості повітря в виробничому приміщенні

4. Предмет дослідження Аналіз термодинамічної ефективності теплонасосних схем: вентиляція для виробничого приміщення в холодний період року та кондиціювання повітря для виробничого приміщення в спекотний період року, в залежності від параметрів роботи системи і зовнішнього повітря

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Аналізувати перспективи розвитку теплонасосних систем вентиляції та кондиціонування; оцінити ефективність різних схем теплонасосних установок; дослідити розподіл припливного та витяжного повітря в виробничому приміщенні

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу Схеми використання теплонасосних установок для забезпечення комфортних умов в виробничому приміщенні. Графіки порівняння різних схем. Графіки порівняння базової схеми зі схемою з рециркуляцією відпрацьованого повітря через конденсатор теплового насоса та через випарник теплового насоса. Розподіл припливного та витяжного повітря в виробничому приміщенні

7. Орієнтовний перелік публікацій Стаття у журналі «Енерготехнологии и ресурсосбережение» - 1 шт. Стаття у Вісник НТУ «ХПІ» - 1 шт. Тези доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях – 6 шт.

8. Консультанти розділів дисертації\*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Кутра Д.С., доцент		
охорона праці	Каштанов С.Ф., доцент		

9. Дата видачі завдання 19.03.18

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Літературний огляд	26.03.18	
2	Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем вентиляції у виробничому приміщенні	02.04.18	
3	Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем кондиціонування повітря у виробничому приміщенні	18.04.18	
4	Порівняльний аналіз різних схем	07.05.18	
5	Порівняння базової схеми із найбільш ефективною	11.05.18	
6	Дослідження розподілу припливного та витяжного повітря в виробничому приміщенні	13.05.18	
7	Оформлення та подання дисертації	18.05.18	

Студент

(підпис)

М.О. Цветкова

(ініціали, прізвище)

\* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

## АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на тему «Підвищення ефективності роботи теплонасосної системи вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з вологовиділенням»: 102 с., 44 рис., 9 табл., 4 додатки, 18 джерело.

Об'єкт дослідження - теплонасосні системи вентиляції та кондиціювання.

Мета роботи – аналіз термодинамічної ефективності теплонасосних схем вентиляції та кондиціювання повітря для виробничого приміщення з вологовиділенням в холодний та теплий періоди року в залежності від параметрів роботи системи і зовнішнього повітря.

Наведені результати літературного пошуку техніко - економічних передумов та перспектив впровадження теплових насосів в Україні. Проведено оцінку ефективності теплонасосних систем для підтримки комфортних умов в виробничому приміщенні з використанням термодинамічного аналізу.

Здійснено термодинамічний аналіз теплонасосних схем вентиляції та кондиціювання у виробничому приміщенні у холодний та теплий період року відповідно в залежності від параметрів навколишнього середовища. Наведений порівняльний аналіз термодинамічної ефективності різних схем та визначена найбільш ефективна схема теплонасосної установки.

Розраховано витрати роботи на привід компресора теплового насоса з використанням схеми з рециркуляцією відпрацьованого повітря в холодний період року. Розраховано витрати роботи на привід компресора теплового насоса з використанням схеми з рециркуляцією відпрацьованого повітря через випарник в спекотний період року.

Здійснено моделювання розподілу температури та швидкості припливного повітря виробничого приміщення. Знайдений найбільш оптимальний метод підводу припливного повітря.

Ключові слова: тепловий насос, виробниче приміщення, вентиляція, кондиціювання, холодильний коефіцієнт, термодинамічна ефективність, витрати, патрубок, припливне повітря, витяжне повітря, розподіл.



## АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Повышение эффективности работы теплонасосной системы вентиляции и кондиционирования производственного помещения с влаговыведением»: 102 с., 44 рис., 9 табл., 4 приложения, 18 источник.

Объект исследования - теплонасосные системы вентиляции и кондиционирования.

Цель работы - анализ термодинамической эффективности теплонасосных схем вентиляции и кондиционирования воздуха для производственного помещения с влаговыведением в холодный и теплый периоды года в зависимости от параметров работы системы и наружного воздуха.

Приведены результаты литературного поиска технико - экономических предпосылок и перспектив внедрения тепловых насосов в Украине. Проведена оценка эффективности теплонасосных систем для поддержания комфортных условий в производственном помещении с использованием термодинамического анализа.

Осуществлен термодинамический анализ теплонасосных схем вентиляции и кондиционирования в производственном помещении в холодный и теплый период года соответственно в зависимости от параметров окружающей среды. Приведенный сравнительный анализ термодинамической эффективности различных схем и определена наиболее эффективная схема теплонасосной установки.

Рассчитаны затраты работы на привод компрессора теплового насоса с использованием схемы с рециркуляцией отработанного воздуха в холодный период года. Рассчитаны затраты работы на привод компрессора теплового насоса с использованием схемы с рециркуляцией отработанного воздуха через испаритель в жаркий период года.

Осуществлено моделирование распределения температуры и скорости приточного воздуха производственного помещения. Найденный наиболее оптимальный метод подвода приточного воздуха.

Ключевые слова: тепловой насос, производственное помещение, вентиляция, кондиционирование, холодильный коэффициент, термодинамическая эффективность, затраты, патрубок, приточный воздух, вытяжной воздух, распределение.

## ANNOTATION

Master's dissertation on the topic "Improving the efficiency of the heat pump system for ventilation and air conditioning of the production premises with moisture separation": 102 p., 44 fig., 9 tables, 4 annexes, 18 sources.

The object of research - heat pump systems of ventilation and air conditioning.

The purpose of the work is to analyze the thermodynamic efficiency of the heat pump systems of ventilation and air conditioning for the production premises with moisture separation in cold and warm periods of the year, depending on the parameters of the system and external air.

The results of literary search of technical and economic prerequisites and prospects for the implementation of heat pumps in Ukraine are presented. The estimation of efficiency of heat pump systems for maintenance of comfortable conditions in a production room with use of thermodynamic analysis is carried out.

The thermodynamic analysis of heat supply pumps for ventilation and air conditioning in the production premises during the cold and warm period of the year, respectively, depending on the environmental parameters, was carried out. The comparative analysis of the thermodynamic efficiency of different circuits is given and the most effective scheme of the heat pump installation is determined.

The cost of work on the compressor of the heat pump with using the scheme with the recirculation of exhaust air in the cold period of the year. The expenses of work on the compressor of a heat pump with the use of the scheme with recirculation of exhaust air through the evaporator during the hot period of the year are calculated.

The simulation of the distribution of temperature and velocity of the inflow air of the production premises is carried out. The most optimal method of inflow air flow has been found.

Key words: heat pump, industrial premises, ventilation, air conditioning, refrigeration coefficient, thermodynamic efficiency, costs, branch pipe, inflow air, exhaust air, distribution.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ.....	8
ВСТУП.....	10
1 ПЕРЕДУМОВИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ.....	12
1.1 Техніко-економічні передумови впровадження теплових насосів в Україні.....	12
1.2 Вентиляція як система підтримки заданих санітарно - гігієнічних норм.....	14
1.3 Конденсація як система підтримки заданих санітарно - гігієнічних норм.....	15
1.4 Застосування теплових насосів у системах вентиляції, кондиціювання повітря в виробничому приміщенні.....	20
1.5 Висновки до розділу 1. Визначення направленості подальших досліджень.....	24
2 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РІЗНИХ СХЕМ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ.....	26
2.1 Термодинамічна ефективність теплонасосної системи вентиляції виробничого приміщення з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря.....	26
2.2 Термодинамічна ефективність теплонасосної системи вентиляції виробничого приміщення з використанням рекуператора теплоти та рециркуляції відпрацьованого повітря.....	31
2.3 Термодинамічний аналіз теплонасосної системи вентиляції для підтримання комфортних умов у виробничому приміщенні з вологовиділенням в холодний період року.....	37
2.4 Термодинамічна ефективність теплонасосної системи кондиціювання виробничого приміщення з рециркуляції відпрацьованого повітря через конденсатор ТН та випарник ТН в теплий період року.....	45
2.5 Висновки до розділу 2.....	56
3 РОЗРАХУНОК РОБОТИ ПРИВОДУ КОМПРЕСОРА ТЕПЛООВОГО НАСОСА В ВИРОБНИЧОМУ ПРИМІЩЕННІ ЦЕХУ КОНДИТЕРСЬКОЇ ФАБРИКИ «РОШЕН».....	57
3.1 Визначення надходження теплоти та вологи в приміщенні цеху фасування.....	58
3.2 Визначення необхідної потужності повітроохолоджувача для теплого періоду року та витрати теплоти на вентиляцію в холодний період року.....	59
3.3 Розрахунок роботи приводу компресора теплового насоса з використанням схеми з рециркуляцією відпрацьованого повітря в холодний період року.....	62
3.4 Розрахунок роботи приводу компресора теплового насоса з використанням схеми з рециркуляцією відпрацьованого повітря через випарник ТН в спекотний період року.....	64
3.5 Висновки до розділу 3.....	

4	ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПРИПЛИВНОГО ТА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ У ЦЕХУ ФАСУВАННЯ КОНДИТЕРСЬКОЇ ФАБРИКИ «РОШЕН» В SOLIDWORKS.....	70
4.1	Схема із одним патрубком при верхньому підведенні та верхньому відведенні.....	71
4.2	Схема із десятима патрубками при верхньому підведенні та нижньому відведенні...	73
4.3	Схема із двома патрубками при верхньому підведенні та нижньому відведенні.....	75
	Висновки до розділу 4.....	
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	76
5.1	Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання.....	76
5.2	Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці і виробничої санітарії.....	78
5.3	Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	80
5.4	Висновки до розділу 5.....	83
6	СТАРТАП – ПРОЕКТ.....	84
6.1	Загальні положення ідеї стартап – проекту.....	84
6.2	Опис ідеї застосування схем роботи теплонасосної системи (ТНС) для кондиціонування виробничого приміщення з вологовиділенням.....	84
6.3	Кондиціонери.....	85
6.4	Осушувач повітря.....	87
6.5	Висновки до розділу 6.....	91
	ВИСНОВКИ.....	92
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	95
	ДОДАТОК А. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА НАУКОВО – ДОСЛІДНУ РОБОТУ.....	97
	ДОДАТОК Б. АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ.....	98
	ДОДАТОК В. СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ.....	99
	ДОДАТОК Г. ПЕРЕВІРКА МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ НА ПЛАГІАТ.....	102

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

### Умовні позначення

$h$  – ентальпія;

$d$  – вологовміст;

$G$  – масова витрата;

$tT$  – температура;

$G$  – масова витрата;

$K$  – коефіцієнт рециркуляції, відносна частка повітря, кратність струму;

$\phi$  – коефіцієнт трансформації теплового насосу;

$Q$  – тепловий потік, теплове навантаження, тепла потужність;

$L$  – електрична потужність, відстань;

$\varepsilon$  – холодильний коефіцієнт;

$c$  – теплоємність;

$\rho$  – густина;

$F, S$  – площа;

$V$  – об'ємна витрата повітря;

$m$  – масова витрата;

$a$  – довжина;

$b$  – ширина;

$c$  – висота;

$w$  – швидкість;

$U$  – напруга;

$r$  – опір;

$I$  – сила струму;

$S$  – площа поперечного перерізу;

$\tau$  – час;

$N$  – кількість.

## Індекси

Нижні:

*заг* – загальний;

*в, вип* – випарник;

*к, кон* – конденсатор;

*кз* – камера змішування, коротке замикання;

*відх* – відхідний;

*рец* – рециркуляція;

*вол* – волога;

*сп* – сухе повітря;

*вод* – вода;

*пов* – повітря;  
*сх* – схема;  
*хол* – холодильний;  
*сум* – суміш;  
*р* – рециркуляційний;  
*δ* – дійсний;  
*п* – приміщення;  
*сум.пр.* – суміжні приміщення;  
*ном* – номінальний.

Верхні:

*тн* – тепловий насос.

### **Скорочення**

ТН – тепловий насос;  
 ТНС – теплонасосна система;  
 ТНУ – теплонасосна установка;  
 СКП – системи кондиціонування повітря;  
 ККД – коефіцієнт корисної дії;  
 КЗ – камера змішування, коротке замикання;  
 ПЕОМ – персональна електронно-обчислювальна машина;  
 ПУЕ – правила та умови експлуатації;  
 ПЛАС – план локалізації та ліквідації аварійної ситуації;  
 СО – система оповіщення.

### **ВСТУП**

Проблеми енергозбереження набувають все більшої актуальності в сучасних умовах. Світова спільнота, будучи занепокоєна наступом енергетичної кризи, робить величезні зусилля по дослідженню нових технологічних і технічних рішень, спрямованих на скорочення споживаної енергії, а також планує використання нетрадиційних, відновлювальних джерел енергопостачання (НВДЕ). Використання відновлюваних джерел енергії та утилізація вторинних енергетичних ресурсів є важливим і перспективним завданням для забезпечення виробничих підприємств додатковою і дешевою тепловою

енергією. Удосконалення систем опалення, вентиляції та кондиціонування, а також режимів їх роботи дозволяє скоротити енергетичні витрати споруди на 30-60%. Впровадження енергозберігаючих технологій нерідко пов'язане з додатковими капітальними витратами. Тому остаточний висновок про доцільність використання заходів роблять на основі техніко-економічних розрахунків.

В Україні існує значний потенціал НВДЕ, який багаторазово перевищує прогнозовані рівні споживання теплової енергії всіма секторами економіки нашої країни. З іншого боку, проблеми ефективності використання традиційних джерел енергії в Україні стоять ще гостріше, ніж у світі чи країнах ЄС. Причинами цього є застарілі технології, вичерпання ресурсу використання основних фондів генерації електроенергії і теплоти, що разом з низькою ефективністю використання палива призводить до значних обсягів шкідливих викидів. Значні втрати при транспортуванні, розподілі та використанні електроенергії і теплоти, а також монопольна залежність від імпорту енергоносіїв ще більше ускладнюють ситуацію на енергетичних ринках країни. З метою зменшення залежності України від імпортованих енергоносіїв потрібно впроваджувати енергоефективні технології та забезпечити ширше застосування НВДЕ за допомогою теплонасосної технології [1] – [3]. Якщо говорити про використання відновлюваних джерел, то можна виділити теплові насоси (ТН), які вважаються найбільш перспективними серед джерел нетрадиційної енергетики завдяки можливості використовувати низькопотенційну енергію навколишнього середовища.

Теплові насоси застосовують для опалення, кондиціонування повітря, гарячого водопостачання та різних технологічних потреб, використовуючи теплоту теплоносіїв, які відпрацювали у виробництві. Найбільш сприятливі умови застосування теплових насосів реалізуються в тих технологіях, де необхідно одночасно проводити і теплоту і холод (штучний каток і басейн; охолодження і пастеризація молока; тепловий насос і кондиціонер повітря в літній час).

Основною метою процесу вентиляції є підвищення якості внутрішнього повітря шляхом заміни повітря в приміщенні. Крім того, процес вентиляції часто використовується для підтримки певної температури та вологості в зоні обслуговування. На ці параметри впливає не тільки витрата вентиляційного повітря, але і у великій мірі структура потоку повітря в приміщенні. Забезпечення необхідної витрати кондиціонованого повітря і ефективний розподіл повітря в вентилязованому приміщенні є важливими вимогами для створення комфортних умов, видалення забруднюючих речовин і скорочення первісної вартості і експлуатаційних витрат системи кондиціонування повітря та вентиляції.

Основною метою процесу кондиціонування є автоматична підтримка в закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів повітря (температури, відносної вологості,

чистоти, швидкості руху повітря) з метою забезпечення оптимальних мікрокліматичних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей, ведення технологічного процесу [4].

Існує не так багато робіт, присвячених темам вентиляції та кондиціювання у виробничих приміщень з використанням теплонасосної установки. Тому дане питання є відкритим і потребує значно детальнішого дослідження.

У даній роботі розглянуто ефективність використання ТН у системах вентиляції та кондиціювання повітря для виробничих приміщень, у холодний та спекотний періоди року відповідно.

## **1 ПЕРЕДУМОВИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ**

### **1.1 Техніко-економічні передумови впровадження теплових насосів в Україні**

Теплові насоси – безпечний і дешевий альтернативний вид опалення. Комунальні платежі поступово стають все більш обтяжливими і питання опалення приміщення переміщається на перший план не тільки в кожній сім'ї, а й в цілих підприємствах. Газ, мазут, дрова та інші види палива надто дорогі і все більше жителів нашої країни звертають



увагу на альтернативні види опалення. Та й не варто забувати про тотальне забруднення планети та глобальне потепління, до якого призводить саме надмірна кількість спалених копалин. Саме тому все більшу популярність набирають теплові насоси – реальна дешева і безпечна для довколишнього середовища система опалення. Спробуємо ж розглянути, як функціонують такі установки, їх основні переваги та розповсюдженість у світі.

Принцип роботи теплового насосу: як не дивно, але яскравий приклад функціонування теплового насосу – холодильник. В цьому апараті холод продукується в морозильній камері і поступово розповсюджується по всій площі. В випадку ж з тепловим насосом збирається тепло із навколишнього середовища та передається в систему для нагрівання води.

Види теплових насосів:

- 1 Геотермальні. В таких системах використовується тепло землі або підземних вод.
- 2 Повітряні. Джерелом є різниця тепла в повітрі.
- 3 Вторинні. Використовують тепло від інших об'єктів. Наприклад, залишкова енергія від систем центрального опалення.

Переваги використання теплових насосів [4]:

1 Екологічна безпека. Такий метод опалення і підігріву води повністю безпечний для навколишнього середовища. Він використовує енергію води і ґрунту, що дозволяє значно знизити рівень забруднення довкілля двоокисом вуглецю та іншими продуктами переробки традиційних природних копалин.

2 Економічна вигода. Незважаючи на дещо вищу вартість встановлення теплових насосів, порівняно з класичними приладами опалення, їх вигода в довгостроковій перспективі безсумнівна. Адже 1 кВт теплової енергії при використанні такої системи коштує значно дешевше, а це значить, що ви будете економити щомісяця певну суму і вже через невеликий проміжок часу повністю окупите вкладені кошти.

3 Використання невичерпних ресурсів. Тепловий насос використовує відновлювану низькопотенційну енергію землі, ґрунтових вод або водойм, а також залишки тепла від центральних систем опалення. Всі ці види ресурсів невичерпні і швидко відновлюються. Таким чином ви не тільки не будете шкодити планеті, але й зовсім не залежатимете від коливань цін на природні копалини (нафта, газ, вугілля), котрі найчастіше використовують для отримання теплової енергії.

4 Безпечність системи. Теплові насоси не потребують запасу горючих мазуту, вугілля, дров, сховищ газу. Під час їх використання не має відкритого вогню, неможливий витік чадного газу – тобто не створюється пожежонебезпечна ситуація в домі.

5 Практичність. В літній період деякі моделі теплових насосів можна також використовувати для охолодження приміщення. Це дозволить значно зекономити на встановленні кондиціонерів. Також варто відмітити, що тепловий насос не створює шуму. Сучасна ж автоматика і режими контролю дозволяють відрегулювати прилад на будь-який комфортний для вас тепловий режим.

6 Довговічність. Строк експлуатації одного теплового насосу 30-50 років. Весь цей час вам не знадобиться серйозний капітальний ремонт, адже механічних частин, котрі можуть зламатися, у приладі мінімум. Така довговічність помножена на низьку вартість одної одиниці енергії робить тепловий насос дуже вигідним.

7 Широкий діапазон потужностей. Можна встановити невеличкий тепловий насос на декілька кіловат для обігріву маленького будинку, або ж модель на десятки тисяч кіловат для цілого містечка чи великого промислового об'єкта.

8 Універсальність. Джерела розсіяного тепла можна знайти будь де. Це можуть бути сонячна енергія, земля, ґрунтові води і т.д. Більше не треба залежати від постачальників енергоносіїв і палива. Особливо це актуально для України, де газифікація добралася ще далеко не у всі села, а ціни на дрова, мазут та інші паливні матеріали космічні.

9 Естетична складова. Теплові насоси займають дуже мало простору в будинку і всі комунікації повністю приховані. Тому така система обігріву з легкістю впишеться навіть в найбільш мінімалістичний дизайн і не буде різати око.

Розповсюдження теплових насосів в світі і в Україні [5]:

- Федеральним законом США передбачено встановлення у всіх нових громадських спорудах систем обігріву на основі теплових насосів. Щороку в країні їх продають більше одного мільйона.

- Загальна вартість насосів, що встановлюються в світі щороку, втричі перевищує світовий бюджет на озброєння і становить 125 млрд. доларів.

- За прогнозами Світового Енергетичного Комітету більш ніж 75 відсотків всього теплопостачання на планеті буде забезпечуватися за допомогою теплових насосів [3].

- В Україні є можливість отримувати з 1 кВт електроенергії 4-5 кВт тепла. Це значно вигідніше і дешевше, аніж пропонують всі інші паливні системи обігріву. І якщо раніше однією з головних перепон для розповсюдження теплових насосів в нашій державі була низька якість електромережі, то тепер цю проблему повністю подолано. Існують моделі, що можуть стабільно працювати навіть за великих перепадів і регулярних відключень світла.

Таким чином, теплові насоси – це ідеальна альтернатива паливним системам обігріву. З їх допомогою можна не тільки мінімізувати негативний вплив на навколишнє середовище, але й зберегти свої кошти. Адже одиниця енергії завдяки тепловому насосу коштує значно

дешевше і в довгостроковій перспективі може принести чимало вигоду власнику такої установки.

## **1. 2 Вентиляція як система підтримки заданих санітарно-гігієнічних умов**

Вентиляція - система заходів для створення повітряного середовища, сприятливого для здоров'я людини, що відповідає вимогам технологічного процесу, збереження обладнання. Функція вентиляції – подати чисте повітря з вулиці і видалити забруднене повітря з приміщень для задоволення санітарно гігієнічних вимог. Інша функція – забезпечити комфорт (в промисловості – прийнятні умови) в приміщенні, тому повітря взимку підігрівають, іноді зволожують, влітку охолоджують.

За способом переміщення повітря буває природна (за рахунок різниці тисків і температури повітря всередині і зовні приміщення), штучна (механічна) та змішана вентиляція.

Природна вентиляція підрозділяється на неорганізовану та організовану. Неорганізована вентиляція (інфільтрація) створюється при проникненні повітря в приміщення через отвори, щілини, нещільності дверей, вікон, через різницю щільності і тиску повітря. Такий повітрообмін залежить від випадкових чинників - сили і напрямку вітру, різниці температури. Санітарні норми допускають разову зміну всього повітря в приміщенні на годину за рахунок неорганізованої вентиляції, інакше виникають великі втрати тепла та протяги [6].

Більш стабільний повітрообмін забезпечує організована вентиляція (аерація). Рух повітря регулюється за допомогою спеціальних пристроїв (стулок, кватирок). Привілеція аерації є можливість забезпечення істотного повітрообміну без витрат механічної енергії. Однак в літню пору ефективність аерації може істотно падати.

Штучна (механічна) вентиляція діє за допомогою електродвигуна, розподіляє припливне повітря по різним зонам, відбирає забруднене повітря, може очищати та змінювати температуру повітря. Містить фільтри, камери для нагріву (охолодження) і зволоження повітря. При організації вентиляції слід враховувати фізичні властивості шкідливих парів і газів (густина; легкі видаляються зверху, тяжкі знизу).

За масштабами дії штучна вентиляція буває загальнообмінною, що створює однакову температуру, чистоту і рухливість повітря у всьому приміщенні, і місцевої, сприяючи видалення отруйних і шкідливих речовин від локальних джерел забруднення в приміщенні або подачі свіжого повітря на робочі місця. Змішана вентиляція передбачає видалення

шкідливих речовин місцевою вентиляцією їх кожухів, укриттів машин, а проникаюче кількість забруднюючих речовин видаляють загальнообмінною вентиляцією.

Вентиляція, призначена тільки для подачі повітря в приміщення, називається припливною, а тільки для видалення повітря з приміщення - витяжною, а в разі одночасного подання і видалення - припливно-витяжною.

Крім робочої вентиляції на підприємствах може бути і аварійна вентиляція. Пристрій аварійної вентиляції передбачається у випадках можливості раптової появи шкідливих речовин в приміщенні та включається автоматично.

Кондиціонування повітря забезпечує в закритих приміщеннях оптимальні метеорологічні умови (температуру, вологість, чистоту і швидкість руху повітря). Включає засоби автоматичного регулювання та контрольно-вимірювальні прилади. Може працювати в режимі охолодження та нагрівання повітря, очищати, сушити або зволожувати його. Підтримка необхідних метеорологічних параметрів здійснюється автоматично [7].

### **1.3 Конденсація як система підтримки заданих санітарно-гігієнічних умов**

Кондиціонування повітря - створення і автоматична підтримка в закритих приміщеннях заданих параметрів повітря (температури, відносної вологості, чистоти, швидкості руху) з метою забезпечення оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей, ведення технологічного процесу, забезпечення збереження цінностей культури.

Кондиціонування повітря здійснюється комплексом технічних засобів, званим системою кондиціонування повітря (СКП). До складу СКП входять технічні засоби забору повітря, підготовки. Надання необхідних кондицій (фільтри, теплообмінники, зволожувачі або осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) і його розподілу, а також кошти холодо- і тепlopостачання, автоматики, дистанційного керування і контролю. СКП великих громадських, адміністративних і виробничих будівель обслуговуються, як правило, комплексними автоматизованими системами управління.

Автоматизована система кондиціонування підтримує заданий стан повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів навколишнього середовища (атмосферних умов).

Основне обладнання системи кондиціонування для підготовки і переміщення повітря агрегатується (компонується в єдиному корпусі) в апарат, званий кондиціонером. У багатьох випадках всі технічні засоби для кондиціонування повітря скомпоновані в одному блоці або в двох блоках, і тоді поняття «СКП» і «кондиціонер» однозначні.

Перш ніж перейти до класифікації систем кондиціонування, слід зазначити, що загальноприйнятої класифікації СКП до цих пір не існує і пов'язано це з багатоваріантністю принципових схем, технічних і функціональних характеристик, які залежать не тільки від технічних можливостей самих систем, але і від об'єктів застосування (кондиціонованих приміщень).

Сучасні системи кондиціонування можуть бути класифіковані за такими ознаками [8]:

- за основним призначенням (об'єкту застосування): комфортні і технологічні;
- за принципом розташування кондиціонера по відношенню до обслуговуваного приміщення: центральні та місцеві;
- за наявністю власного (що входить в конструкцію кондиціонера) джерела тепла і холоду: автономні і неавтономні;
- за принципом дії: прямоточні, рециркуляційні та комбіновані;
- за способом регулювання вихідних параметрів кондиціонованого повітря: з якісним (однотрубних) і кількісним (двотрубних) регулюванням;
- за ступенем забезпечення метеорологічних умов в приміщенні, що обслуговується: першого, другого і третього класу;
- за кількістю обслуговуваних приміщень (локальних зон): однозональні і багатозональні;
- по тиску, що розвивається вентиляторами кондиціонерів: низького, середнього і високого тиску.

Крім наведених класифікацій, існують різноманітні системи кондиціонування, обслуговуючі спеціальні технологічні процеси, включаючи системи з змінюються в часі (за певною програмою) метеорологічними параметрами.

Комфортні СКП призначені для створення і автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти і швидкості руху повітря, що відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам для житлових, громадських і адміністративно-побутових будівель або приміщень.

Технологічні СКП призначені для забезпечення параметрів повітря, в максимальному ступені відповідають вимогам виробництва. Технологічне кондиціонування в приміщеннях, де знаходяться люди, здійснюється з урахуванням санітарно-гігієнічних вимог до стану повітряного середовища.

Центральні СКП забезпечуються ззовні холодом (що доставляється холодною водою або холодоагентом), теплом (що доставляється гарячою водою, парою або електрикою) і електричною енергією для приводу електродвигунів вентиляторів, насосів.

Центральні СКП розташовані поза обслуговуваних приміщень і кондиціонують одне велике приміщення, кілька зон такого приміщення або багато окремих приміщень. Іноді кілька центральних кондиціонерів обслуговують одне приміщення великих розмірів (виробничий цех, театральний зал, закритий стадіон або каток).

Центральні СКП обладнуються центральними неавтономними кондиціонерами, які виготовляються з базових (типових) схемами компоновки устаткування і їх модифікацій.

Центральні СКП володіють наступними перевагами [9]:

- 1) можливістю ефективного підтримки заданої температури і відносної вологості повітря в приміщеннях;
- 2) зосередженням устаткування, що вимагає систематичного обслуговування і ремонту, як правило, в одному місці (підсобному приміщенні, технічному поверсі);
- 3) можливостями забезпечення ефективного шумо- і віброгасіння. За допомогою центральних СКП при належній акустичній обробці повітроводів, пристрої глушників шуму і гасителів вібрації можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях і обслуговувати такі приміщення, як радіо- і телевізійні студії.

Незважаючи на ряд переваг центральних СКП, треба відзначити, що великі габарити і проведення складних монтажно - будівельних робіт по установці кондиціонерів, прокладці воздуховодів і трубопроводів часто призводять до неможливості застосування цих систем в існуючих реконструйованих будинках.

Місцеві СКП розробляють на базі автономних і неавтономних кондиціонерів, які встановлюють безпосередньо в обслуговуваних приміщеннях.

Перевагою місцевих В СКП є простота установки і монтажу.

Така система може застосовуватися в великому ряді випадків:

- в існуючих житлових та адміністративних будівлях для підтримки теплового мікроклімату в окремих офісних приміщеннях або в житлових кімнатах;
- у знову споруджуваних будинках для окремих кімнат, режим споживання холоду в яких різко відрізняється від такого режиму в більшості інших приміщень, наприклад, в серверних і інших насичених тепловиділяючою технікою кімнатах адміністративних будівель. Подача свіжого повітря і видалення витяжного повітря при цьому виконується, як правило, центральними системами припливно - витяжної вентиляції;
- у знову споруджуваних будинках, якщо підтримка оптимальних теплових умов потрібна в невеликому числі приміщень, наприклад, в обмеженому числі номерів - люкс невеликого готелю;
- у великих приміщеннях як існуючих, так і знову споруджуваних будинків: кафе і ресторанах, магазинах, проектних залах, аудиторіях.

Автономні СКП забезпечуються ззовні тільки електричною енергією, наприклад, кондиціонери спліт-систем, шафові кондиціонери.

Такі кондиціонери мають вбудовані компресійні холодильні машини, що працюють, як правило, на фреоні - 22.

Автономні системи охолоджують і осушують повітря, для чого вентилятор продуває рециркуляційне повітря через поверхневі повітроохолоджувачі, якими є випарники холодильних машин, а в перехідний і зимовий час вони можуть виробляти підігрів повітря за допомогою електричних підігрівачів або шляхом реверсування роботи холодильної машини по циклу так званого «теплого насоса».

Найбільш простим варіантом, що представляє децентралізоване забезпечення в приміщеннях температурних умов, можна вважати застосування кондиціонерів спліт-систем.

Неавтономні СКП підрозділяються на:

- повітряні, при використанні яких в обслуговуване приміщення подається тільки повітря. (Міні - центральні кондиціонери, центральні кондиціонери);
- водоповітряні, при використанні яких в кондиціоновані приміщення підводяться повітря і вода, що несуть тепло або холод, або те й інше разом.

Однозональні центральні СКП застосовуються для обслуговування великих приміщень з відносно рівномірним розподілом тепла, вологовиділення, наприклад, великих залів кінотеатрів, аудиторій. Такі СКП, як правило, комплектуються пристроями для утилізації тепла (теплоутилізаторів) або змішувальними камерами для використання в обслуговуваних приміщеннях рециркуляції повітря.

Багатозональні центральні СКП застосовують для обслуговування великих приміщень, в яких обладнання розміщено нерівномірно, а також для обслуговування ряду порівняно невеликих приміщень. Такі системи більш економічні, ніж окремі системи для кожної зони або кожного приміщення. Однак з їх допомогою не може бути досягнута така ж ступінь точності підтримки одного або двох заданих параметрів (вологості і температури), як автономними СКП (кондиціонерами спліт-систем).

Прямоточні СКП повністю працюють на зовнішньому повітрі, який обробляється в кондиціонері, а потім подається в приміщення.

Рециркуляційні СКП, навпаки, працюють без припливу або з частковою подачею (до 40%) свіжого зовнішнього повітря або на рециркуляційно повітрі (від 60 до 100%), який забирається з приміщення і після його обробки в кондиціонері знову подається в це ж приміщення.

Класифікація кондиціонування повітря за принципом дії на прямоточні і рециркуляційні обумовлюється, головним чином, вимогами до комфортності, умовами технологічного процесу виробництва або техніко - економічними міркуваннями.

Центральні СКП з якісним регулюванням метеорологічних параметрів представляють собою широкий ряд найбільш поширених, так званих одноканальних систем, в яких весь оброблений повітря при заданих кондиціях виходить з кондиціонера по одному каналу і надходить далі в одне або кілька приміщень.

При цьому регулюючий сигнал від терморегулятора, встановленого в приміщенні, що обслуговується, надходить безпосередньо на центральний кондиціонер.

СКП з кількісним регулюванням подають в одне або кілька приміщень холодний і підігрітий повітря по двох паралельних каналах. Температура в кожному приміщенні регулюється кімнатним терморегулятором, що впливає на місцеві змішувачі (повітряні клапани), які змінюють співвідношення витрат холодного і підігрітого повітря в подається суміші.

Двоканальні системи використовуються дуже рідко через складність регулювання, хоча і мають деякі переваги, зокрема, відсутністю в обслуговуваних приміщеннях теплообмінників, трубопроводів тепло - холодоносія; можливістю спільної роботи з системою опалення, що особливо важливо для існуючих будівель, системи опалення яких при влаштуванні двоканальних систем можуть бути збережені.

Недоліком таких систем є підвищені витрати на теплову ізоляцію паралельних повітроводів, що підводяться до кожного обслуговуваного приміщення.

Кондиціонування повітря, згідно СНіП по мірі забезпечення метеорологічних умов підрозділяються на три класи: перший клас - забезпечує необхідні для технологічного процесу параметри відповідно до нормативних документів; другий клас - забезпечує оптимальні санітарно-гігієнічні норми або необхідні технологічні норми; третій клас - забезпечує допустимі норми, якщо вони не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплий період року без застосування штучного охолодження повітря.

#### **1.4 Застосування теплових насосів у системах вентиляції, кондиціонування повітря в виробничому приміщенні**

Системи вентиляції житлових, громадських і виробничих приміщень є невід'ємними частинами систем забезпечення комфортних або технологічно необхідних умов в середині цих приміщень. Існують ряд об'єктів, в яких для підтримання комфортних умов, необхідно підтримувати не тільки температуру повітря, але і його вологовміст. Підтримувати вологість



повітря на оптимальному рівні - невід'ємне завдання багатьох кліматичних систем. Адже підвищена вологість негативно впливає не тільки на здоров'я і самопочуття людей, але і на умови зберігання сировини та продукції, шкодить багатьом технологічним процесам, негативно позначається на збереженні товарів і продуктів, сприяючи розвитку цвілі і процесів гниття. На зовнішніх захищеннях (стінах, стелі, вікнах) приміщень з підвищеним виділенням вологи відбувається випадіння конденсату, внаслідок чого з часом розвиваються грибки і відбувається руйнування не тільки внутрішніх оздоблювальних матеріалів, а й, за певних температурних режимів, несучих матеріалів зовнішніх конструкцій. Тому в таких приміщеннях дуже важливо проводити зниження рівня вмісту вологи в повітрі, і проводити подальше підтримання вологості в приміщенні на оптимальному рівні [10] – [12].

Контроль рівнів вологості у виробництві і при упаковці може мати основне значення для підсумків виробництва продукції. Чи йде мова про цукеркову глазурь, обробки м'ясних виробів, або виготовленні скла - підтримання оптимального рівня вологості скорочує виробничі витрати шляхом досягнення більшої ефективності та зниженні числа дефектів продуктів.

Осушення повітря вирішує чотири основні проблеми, які виникають у виробництві [5]:

1 Потрапляння вологи чи закупорювання та злипання. Осушення повітря запобігає процесу потрапляння вологи при обробці порошків і пудр, а також при роботі з такими продуктами в таких зонах як бункери зберігання цукрового піску, пакувального цеху, приміщення для зберігання добрива на основі нітрату амонію і обгортання цукерок.

2 Конденсація або потовиділення. Конденсація, яка може призводити до утворення цвілі, зростання грибка та забруднення від попадання крапель вологи зверху, має місце, коли такі холодні поверхні, як труби, бункери та стелі у виробничих цехах оточені вологим повітрям. Системи осушення повітря запобігають конденсацію шляхом підтримки постійної температури конденсації в повітрі, що оточує холодні поверхні, встановленої трохи нижче температури найбільш холодної з таких поверхонь.

3 Корозія. Видалення вологи з повітря запобігає розвитку іржавіння на металевих поверхнях і гниття органічного матеріалу.

4 Сушка продуктів, сприйнятливих до високих температур. Багато типів продуктів повинні висушуватися до низьких рівнів вмісту вологи, які не переносять надлишкового тепла, включаючи фармацевтичну діагностику, промислові ферменти та більшість білків.

Методи осушення повітря:

1 Осушення повітря конденсацією. Осушення повітря шляхом охолодження може бути особливо ефективним, коли повітря тепле, а рівень вологості високий. При цих умовах

система охолодження може видаляти від двох до чотирьох разів енергії (температура та волога) з потоку повітря від тієї електричної енергії, яку споживає машина для виконання цього завдання. Осушуюче повітря проходить через змійовик охолодження. У міру охолодження повітря, він втрачає здатність утримувати водяну пару. Вода конденсується на поверхні змійовика охолодження та стікає в стічний лоток у вигляді рідини. Повітря стає сухим в абсолютних величинах, але тепер він насичений, це означає, що його відносна вологість становить близько 100%. Якщо потрібна низька відносна вологість додатково до більш низького абсолютним обсягом вологи, повітря може бути прогріте після проходження змійовика охолодження.

Такі експлуатаційні принципи, які використовуються в осушенні повітря споживчого класу, які можуть використовуватися для осушення сирого підвального приміщення. Повітря проходить через змійовик охолодження, який висушує повітря. Потім насичений повітря проходить через другий змійовик, в якому в повітряний потік подається тепло компресора та холодоагенту, що знижує відносну вологість до того, як повітря подається в приміщення.

Звичайні системи кондиціонування повітря також здійснюють осушення подібним чином, але таке обладнання зазвичай налаштоване для оптимального видалення тепла, а осушення є побічним продуктом основної функції охолодження повітря. Для промислових цілей осушення на основі охолодження здійснюється спеціальними установками з обробки повітря, оптимізованими для видалення вологи, а не тепла. Ці установки дуже ґрунтовно охолоджують невеликі обсяги повітря на відміну від незначного охолодження великих обсягів повітря. Більш глибоке охолодження конденсує більше вологи з повітря.

2 Осушення на основі адсорбенту. Там, де необхідно низька температура конденсації, або дуже низький рівень відносної вологості, осушення на основі адсорбенту є, як правило, найбільш економічно вигідною альтернативою. Це обладнання задіє різниці в тиску водяної пари для видалення вологи з повітря хімічним шляхом. Поверхня сухого адсорбента має дуже низький тиск водяної пари в порівнянні з набагато більшим тиском водяної пари вологого повітря. Водяна пара відходить від вологого повітря на поверхню адсорбенту для усунення різниці тиску водяної пари. Далі, поверхня адсорбенту збирає досить водяної пари для вирівнювання тиску водяної пари вологого повітря. І, нарешті, адсорбент повинен висушуватися шляхом подачі на нього тепла до моменту його регенерації та готовності продовжувати видалення вологи з повітря.

Існує багато способів подачі адсорбенту в повітряний потік. У найбільш передових промислових осушувачах повітря, що використовують атмосферний тиск, адсорбент знаходиться в легкій формі у вигляді колеса, яке обертається між двома окремими потоками повітря.

Адсорбент знаходиться в стінках тонких повітряних каналів, які проходять по глибині колеса. Діаметр цих каналів не однаковий, але зазвичай - близько двох міліметрів. Діаметр колеса залежить від того, як багато повітря повинні пройти крізь нього. Великі потоки повітря вимагають більшого діаметра колеса. Повітря проходить через сорбційне колесо, віддаючи водяний пар адсорбенту, що знаходиться в стінках повітряних шляхів. Сухе повітря виходить з колеса і переноситься в точку користування вентиляторами або нагнітачами. В ході цього процесу частина колеса обертається, заходячи на другий, менший потік повітря - підігріте повітря реактивації адсорбенту. Гаряче повітря реактивації підігріває колесо, виводячи водяний пар з адсорбенту. Оскільки кожне відділення колеса проходить, обертаючись, через повітря реактивації, його адсорбент висушується та знову видаляє вологу з технологічного повітря. Коли повітря осушено, температура технологічного повітря піднімається пропорційно обсягу вилученої води. Більш сухе повітря означає більше тепле повітря. Це являє собою процес, зворотний більш знайомому процесу випарного охолодження. Коли вода випаровується в повітря, тепло, необхідне для випаровування, надходить з цього повітря, таким чином, його відчувається температура падає. І, навпаки, коли повітря осушується, тепло, необхідне для випаровування води, спочатку вивільняється, піднімаючи температуру повітряного потоку.

З причини того, що адсорбційний повітроосушувач видаляє воду з повітря у вигляді пари, а не конденсованої рідини, немає ризику виникнення замороженого конденсату. Таким чином, цей тип обладнання найчастіше використовується там, де потрібна температура конденсації нижче 50 F.

Осушення адсорбційної типу порівнюють з осушенням, заснованим на охолодженні. Інженери, не так давно зайнялися проблемами технології осушення, вони часто задають питання про те, який з цих двох методів є найкращим. У більшості випадків використання для цілей виробництва/обробки простою відповіддю являється те, що обидві ці технології використовуються з тим, що «співпрацювати, а не конкурувати». Осушення на основі охолодження вирішує питання з вологовиділенням при високих температурах конденсації, а сорбційне осушення видаляє вологовміст при більш низьких температурах конденсації. Конкретний вибір комбінації цих двох технологій буде залежати від характеристик конкретного застосування.

У більшості випадків, інженер із застосування, зайнятий постачальником осушення, допомагає інженеру-проектувальнику в розрахунку вологовмісту. У порядку від найбільшого до найменшого, типові навантаження надходять із повітря вентиляції, інфільтраційного повітря, різних отворів, людей, продуктів / упаковки та проникнення пара. Низькі навантаження визначають менш дороге обладнання. Отже, найбільш економічно вигідною

корекцією експлуатації будівлі є скорочення до мінімуму обсягу скидаємого відпрацьованого повітря, скорочення витрат на осушення повітря, що надходить у приміщення для заміни відпрацьованого повітря. Після цього закладення тріщин в будівлі значно скорочує витрати на осушення та дозволяє дуже помірні витрати на ущільнюючий матеріал для закладення тріщин.

Свіже/вентиляційне повітря важливе в більшості контрольованих просторах. У більшості випадків будівельні стандарти вимагають певного об'єму повітря на одну людину або на один квадратний фут займаного простору. Найчастіше менші уваги приділяється забезпеченню того, щоб все відпрацьоване повітря компенсувалося вентиляційною системою. Це є особливою проблемою у великих просторах, де наявність обсягів відпрацьованого повітря може бути не так очевидно. До того ж, інженери, які проектують в основному будівлі комерційного призначення, можуть бути не цілком обізнані з впливом недостатнього компенсаційного повітря на простору з контрольованою вологістю.

Наступним джерелом навантажень є різні отвори. Кожен раз, коли відчиняються двері, вологе повітря втягується в приміщення. Коли це можливо, слід витратити деякий час на спостереження того, як часто відкриваються двері в самий завантажений виробничий період.

Повітряний шлюз у великій мірі скорочує інфільтрацію вологого повітря (до тих пір, поки мешканці будинку не залишають одну з дверей відкритою навстіж). У міру того як рівень контролю вологості знижується, повітряний шлюз біля дверей дає помітні економічні переваги. Допущення, що стоять за пропозицією використання повітряного шлюзу, зводяться до того, що досягається компромісна рівновага між внутрішніми та зовнішніми умовами, і все повітря потрапляє в приміщення, коли відкривається повітряний шлюз.

Часто продукт повинен входити або виходити з приміщення з контрольованою вологістю на конвеєрі. Такий тип отвору для конвеєра не повинні випустити з уваги при розгляді джерел інфільтрації. Для скорочення інфільтрації вологого повітря через широкі отвори, як наприклад, жолоби, інженери часто подають надлишковий тиск на компенсаційний повітря з тим, щоб сухе повітря вийшов з тріщин, а не вологе повітря проник всередину.

Коли люди видихають або потіють, виділяється волога, створюючи ще одне джерело навантаження. Ступінь залежить від рівня напружених зусиль - велика ступінь метаболізму дорівнює більшій вологості. При обчисленні вмісту вологи в кімнаті, переконайтеся в тому, що враховані люди, які входять та виходять з приміщення. Досвідчені інженери часто множать на два розрахунки по «своїм» людям для допуску змін в приміщенні та відвідувачів.

Вологовміст від продуктів і упаковки значно варіюється в залежності від застосування. При великомасштабному зберіганні, волога, що виділяється з продукту, може представляти єдиний найбільший компонент вологовмісту. Навантаження являє собою різницю між початковою масою продукту та його вагою при врівноваженості зі зниженою вологістю.

Ефективність застосування теплового насосу в системі вентиляції і осушення повітря можна визначити за допомогою енергетичного показника роботи теплового насосу, який розраховується як відношення корисно виконаної роботи до загальної витрати енергії.

Застосування сучасних повітряних теплових насосів дозволяє більш просто і економічно здійснювати надійний контроль відносної вологості повітря в виробничому приміщенні і не допускати конденсації водяної пари на внутрішніх поверхнях покриття.

### **1.5 Висновки до розділу 1. Визначення направленості подальших досліджень**

Розглянуті матеріали, а також виконані оцінка перспективи та аналіз впровадження теплонасосної техніки для вентиляції та кондиціонування повітря в виробничому приміщенні дозволяють зробити наступні висновки:

- 1 Теплонасосні установки знаходять широке застосування не лише для забезпечення температурного, але й тепловологісного режиму великих приміщень з підвищеним вологовиділенням, зокрема для виробничого приміщення.
- 2 Для забезпечення комфортних умов в виробничому приміщенні існує ряд теплонасосних схем, зокрема, схеми теплонасосних систем вентиляції та конденсації повітря в виробничому приміщенні.
- 3 Доведена термодинамічна ефективність використання теплонасосних установок для забезпечення комфортних умов у виробничому приміщенні.

Отже, аналіз перелічених висновків дозволяє визначити головні задачі, які мають бути вирішеними у подальших дослідженнях:

- 1 Дослідити енергетичну ефективність нових схем застосування теплонасосних систем вентиляції виробничого приміщення з вологовиділенням у холодний період року з використанням термодинамічного аналізу.
- 2 Дослідити енергетичну ефективність нових схем застосування теплонасосних систем кондиціонування виробничого приміщення з вологовиділенням у спекотний період року з використанням термодинамічного аналізу.

3 Зробити порівняльний аналіз нових схем теплонасосних систем вентиляції повітря у виробничому приміщенні з вологовиділенням у холодний період року та визначити найбільш ефективну.

4 Зробити порівняльний аналіз нових схем теплонасосних систем кондиціювання повітря у виробничому приміщенні з вологовиділенням у спекотний період року та визначити найбільш ефективну.

5 Дослідити варіанти розподілу припливного та витяжного повітря у виробничому приміщенні та знайти спосіб забезпечення найбільш комфортних кліматичних умов для перебування людей у виробничому приміщенні.

## **2 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РІЗНИХ СХЕМ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КОМФОРТНИХ УМОВ У ВИРОБНИЧОМУ ПРИМІЩЕНІ МЕТОДОМ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ**

**2.1 Термодинамічна ефективність теплонасосної системи вентиляції виробничого приміщення з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря**

На рис. 2. 1 зображена схема ТНС вентиляції з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря. Із рис. 2. 1 видно, що потік відпрацьованого повітря після об'єкту вентиляції розділяється на два потоки: одна частина повітря, підмішується у камері змішування до припливного повітря і направляється в конденсатор ТН, а інша частина повітря направляється на випарник ТН.

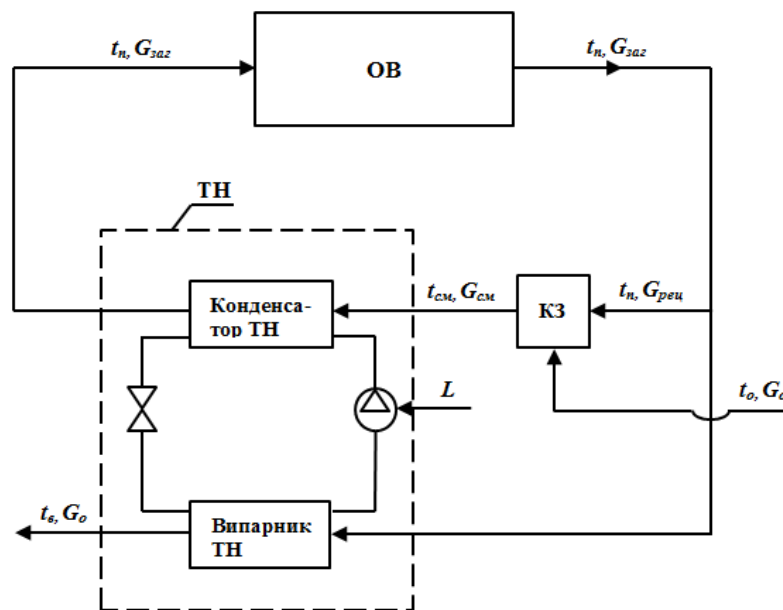


Рисунок 2. 1 – Теплонасосна система вентиляції з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря: ОВ – об'єкт вентиляції; ТН – тепловий насос; КЗ – камера змішування;  $L$  – робота приводу компресора теплового насоса

#### Аналітичний аналіз схеми

Енергетичну ефективність системи можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії на привід ТН по відношенню до кількості теплоти з припливним повітрям

$$l_{\epsilon} = L / Q_{\epsilon}, \quad (2.1)$$

де  $L$  – потужність приводу теплового насосу, кВт;

$Q_{\epsilon}$  – витрата теплоти на підігрів свіжого повітря в системі вентиляції, кВт.

У загальному випадку потужність компресора ТН можна подати так

$$L = Q_{\text{вип}} / (\varphi - 1), \quad (2.2)$$

де  $Q_{\text{вип}}$  – теплове навантаження випарника ТН, кВт;

$\varphi$  – коефіцієнт трансформації теплоти ТН.

Теплове навантаження випарника ТН визначається наступним чином

$$Q_{вип} = (1 - K_{рец}) G_{газ} c_p (t_n - t_в), \quad (2.3)$$

де  $K_{рец}$  - коефіцієнт рециркуляції;

$G_{газ}$  – витрата повітря через конденсатор ТН, м<sup>3</sup>;

$c_p$  – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг °С);

$t_n, t_в$  – температура повітря на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С.

Витрата теплоти на підігрів свіжого повітря в системі вентиляції

$$Q_в = G_{газ} c_p (t_n - t_o), \quad (2.4)$$

де  $t_o$  - температура навколишнього повітря, °С.

Враховуючи рівняння (2.2), (2.3), (2.4) співвідношення (2.1) для визначення коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС вентиляції з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря буде мати такий вигляд

$$l_в = \frac{(1 - K_{рец})(t_n - t_в)}{(\varphi - 1)(t_n - t_o)}. \quad (2.5)$$

В формулі (2.5) невідомою температурою є температура повітря  $t_в$  на виході з випарника ТН. Цю температуру можна визначити з енергетичного балансу ТН

$$Q_к = Q_{вип} + L, \quad (2.6)$$

де  $Q_к$  – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН для задоволення потреб опалення, кВт;

$Q_{вип}$  – тепловий потік у випарнику теплового насоса, кВт.

Тепловий потік  $Q_к$  визначається за рівнянням

$$Q_к = G_{газ} c_p (t_n - t_{см}). \quad (2.7)$$

Затрати енергії на компресор ТН  $L$  визначаються за виразом

$$L = Q_{вип} / (\varphi - 1). \quad (2.8)$$

Тепловий потік у випарнику ТН  $Q_{вип}$  можна визначити за формулою (2.3).

Враховуючи рівняння (2.6), (2.7), (2.8), після ряду математичних перетворень, отримаємо аналітичне співвідношення для температури повітря на виході з випарника ТН

$$t_в = t_n - \frac{t_n - t_{см}}{1 - K_{рец}} \frac{\varphi - 1}{\varphi}, \quad (2.9)$$

де  $t_{см}$  - температура суміші на виході з камери змішування, °С.

В формулі (2.9) невідомою температурою є температура суміші  $t_{см}$  на виході з камери змішування. Цю температуру можна визначити з теплового балансу КЗ:



$$t_{cm} = K_{pec} t_n + (1 - K_{pec}) t_o. \quad (2.10)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді:

$$\varphi_T = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} = \frac{273 + t_n - \Delta t_n}{273 + t_o + \Delta t_o}, \quad (2.11)$$

де  $\Delta t_n$  – температурний перепад між потоками теплоносія й холодильного агента на виході з випарника теплового насоса, °C;

$\Delta t_o$  – температурний перепад між потоками гріючого теплоносія в системі опалення й холодильного агента на виході з конденсатора ТН, °C. Згідно з рекомендаціями [5], можна прийняти, що для теплоносія у випарнику ТН і для води в конденсаторі ТН –  $\Delta t_n = \Delta t_o = 10^\circ$  ;

$t_n$  – температура теплоносія на виході з випарника, °C;

$t_o$  – температура води на виході з конденсатора, °C. Приймається в залежності від зовнішньої температури.

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН  $\varphi$  може бути поданий у вигляді

$$\varphi = \varphi_T \eta_{TH}, \quad (2.12)$$

де  $\eta_{TH}$  – коефіцієнт втрат ТН.

Розрахунковий аналіз схеми

Вихідні дані для розрахунків:

- коефіцієнт рециркуляції:  $K_{pec} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8;$
- коефіцієнт втрат ТН:  $\eta_{TH} = 0,6; 1;$
- температура приміщення:  $t_n = 18^\circ\text{C};$
- температура навколишнього повітря:  $t_o = -20; -15; -10; -5; 0; 5; 10; 15^\circ\text{C}.$

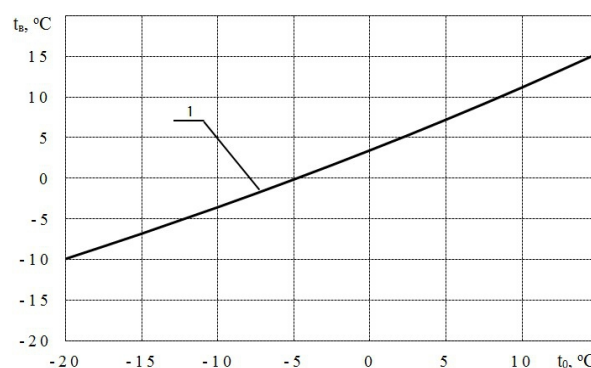


Рисунок 2. 2 – Залежність температури повітря на виході із випарника ТН від температури навколишнього повітря  $t_0$  при  $\eta_{\text{TH}} = 0,6$ : 1 – при  $K_{\text{реци}} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

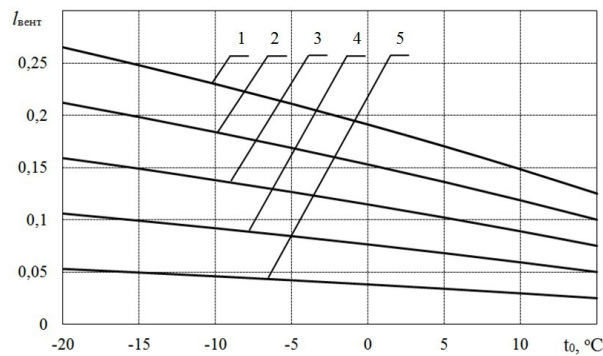


Рисунок 2. 3 – Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії від зміни температури навколишнього середовища при  $\eta_{\text{TH}} = 0,6$ : 1-  $K_{\text{реци}} = 0$ ; 2 -  $K_{\text{реци}} = 0,2$ ; 3 -  $K_{\text{реци}} = 0,4$ ; 3 -  $K_{\text{реци}} = 0,6$ ; 4 -  $K_{\text{реци}} = 0,8$

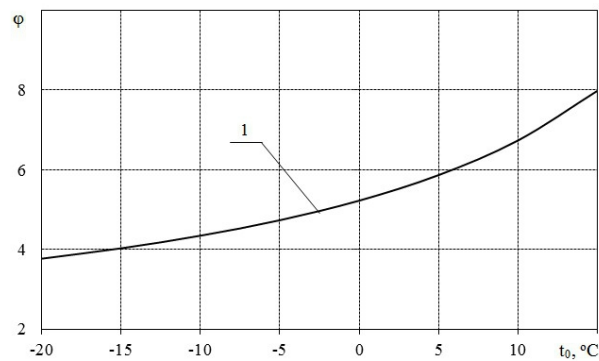


Рисунок 2. 4 – Залежність коефіцієнта трансформації теплоти ТН від температури навколишнього середовища при  $\eta_{\text{TH}} = 0,6$ : 1 – при  $K_{\text{реци}} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

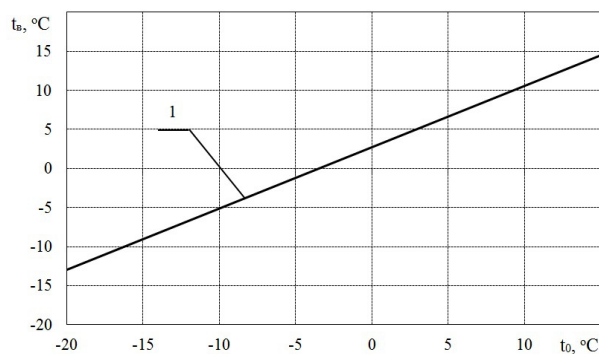


Рисунок 2. 5 – Залежність температури повітря на виході із випарника ТН від температури навколишнього повітря  $t_0$  при  $\eta_{\text{TH}} = 1$ : 1 – при  $K_{\text{реци}} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

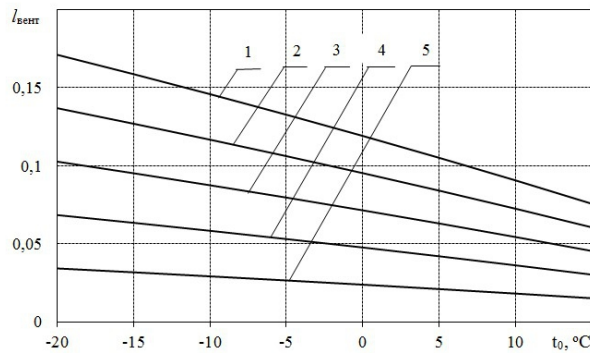


Рисунок 2. 6 – Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії від зміни температури навколишнього середовища при  $\eta_{\text{гн}} = 1$ : 1-  $K_{\text{рец}} = 0$ ; 2 -  $K_{\text{рец}} = 0,2$ ; 3 -  $K_{\text{рец}} = 0,4$ ; 3 -  $K_{\text{рец}} = 0,6$ ; 4 -  $K_{\text{рец}} = 0,8$

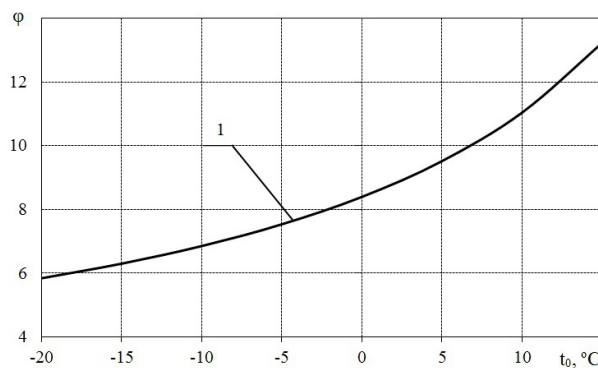


Рисунок 2. 7 – Залежність коефіцієнта трансформації теплоти ТН від температури навколишнього середовища при  $\eta_{\text{гн}} = 1$ : 1 – при  $K_{\text{рец}} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

## 2.2 Термодинамічна ефективність теплонасосної системи вентиляції виробничого приміщення з використанням рекуператора теплоти та рециркуляції відпрацьованого повітря

У випадках, коли повітря, що видаляється з приміщення, має досить високу температуру і не має у своєму складі шкідливих речовин, частина його у зимовий період не викидається назовні, а після очищення підмішується до припливного повітря для його підігріву, і отримана суміш подається у приміщення. Цим досягається економія вартості установки й експлуатації, оскільки зменшуються затрати на нагрів навколишнього повітря. Рециркуляція також широко застосовується при охолодженні повітря у літній період [13].

Із рис. 2. 8 видно, що потік відпрацьованого повітря після об'єкту вентиляції розділяється на два потоки: одна частина повітря, підмішується у камері змішування до припливного і направляється в конденсатор ТН, а інша направляється на рекупатор-утилізатор і на випарник ТН.

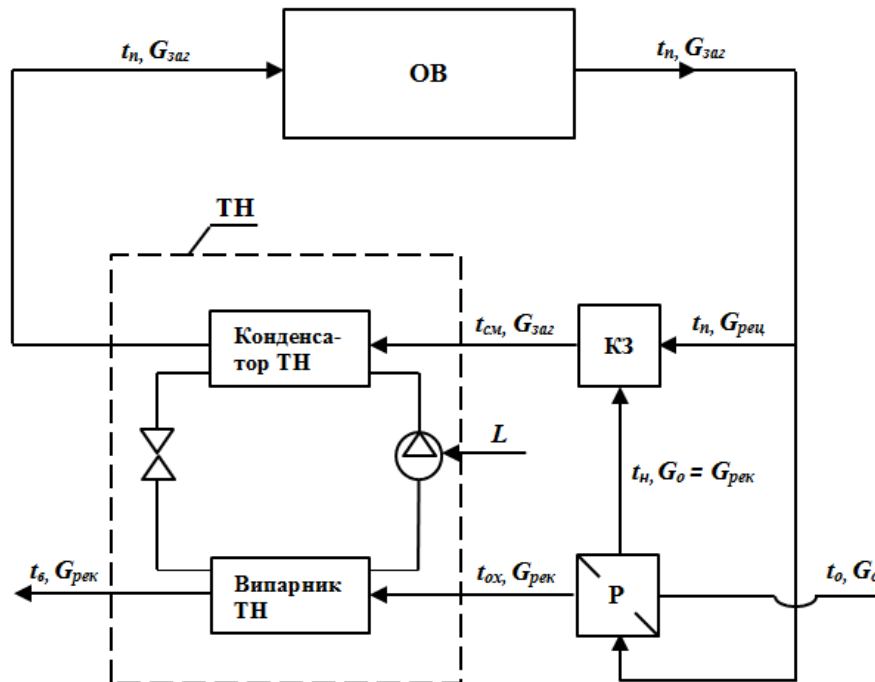


Рисунок 2. 8 – Теплонасосна система вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляції відпрацьованого повітря: ОВ – об'єкт вентиляції; ТН – тепловий насос; Р – рекуператор; КЗ – камера змішування;  $L$  – робота приводу компресора теплового насос

Завдяки рекуператору, теплота повітря, що залишає приміщення, передається свіжому повітрю, яке надходить з навколишнього середовища. Економія енергії, що витрачається на нагрів припливного повітря у холодний період року, може сягати 60–85 % (порівняно із звичайною припливною установкою).

#### Аналітичний аналіз схеми

Енергетичну ефективність системи можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії на привід ТН по відношенню до кількості теплоти з припливним повітрям

$$l_g = L / Q_g, \quad (2. 13)$$

де  $L$  – потужність приводу теплового насосу, кВт;

$Q_6$  – витрата теплоти на підігрів свіжого повітря в системі вентиляції, кВт.

У загальному випадку потужність компресора ТН можна подати так

$$L = Q_{вин} / (\varphi - 1), \quad (2.14)$$

де  $Q_{вин}$  – теплове навантаження випарника ТН, кВт;

$\varphi$  – коефіцієнт трансформації теплоти ТН.

Теплове навантаження випарника ТН визначається наступним чином

$$Q_{вин} = (1 - K_{pec}) G_{газ} c_p (t_{ох} - t_6), \quad (2.15)$$

де  $K_{pec}$  – коефіцієнт рециркуляції;

$G_{газ}$  – витрата повітря через конденсатор ТН, м<sup>3</sup>;

$c_p$  – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг °С);

$t_{ох}, t_6$  – температура повітря на вході та виході з випарника ТН відповідно, °С.

Витрата теплоти на підігрів свіжого повітря в системі вентиляції

$$Q_6 = G_{газ} c_p (t_6 - t_o), \quad (2.16)$$

де  $t_o$  – температура навколишнього повітря, °С.

Враховуючи рівняння (2.14), (2.15), (2.16) співвідношення (2.13) для визначення коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС вентиляції з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря буде мати такий вигляд:

$$l_6 = \frac{(1 - K_{pec}) \eta_1 - \eta_p (t_n - t_o) - t_6}{(\varphi - 1)(t_n - t_o)}. \quad (2.17)$$

В формулі (2.17) невідомою температурою є температура повітря  $t_6$  на виході з випарника ТН. Цю температуру можна визначити з енергетичного балансу ТН

$$Q_k = Q_{вин} + L, \quad (2.18)$$

де  $Q_k$  – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН для задоволення потреб опалення, кВт;

$Q_{вин}$  – тепловий потік у випарнику теплового насоса, кВт.

Тепловий потік  $Q_k$  визначається за рівнянням

$$Q_k = G_{газ} c_p (t_n - t_{см}), \quad (2.19)$$

де  $t_{см}$  – температура суміші на виході з камери змішування, °С.

Затрати енергії на компресор ТН  $L$  визначаються за виразом

$$L = Q_{вин} / (\varphi - 1). \quad (2.20)$$

Тепловий потік у випарнику ТН  $Q_{вин}$  можна визначити за формулою (2.3).

Враховуючи рівняння (2. 18), (2. 19), (2. 20), після ряду математичних перетворень, отримаємо аналітичне співвідношення для температури повітря на виході з випарника ТН

$$t_e = \check{\eta}_n - \eta_p (t_n - t_o) \frac{1}{1 - K_{pec} \frac{\varphi - 1}{\varphi}}. \quad (2. 21)$$

В формулі (2. 21) невідомою температурою є температура суміші  $t_{cm}$  на виході з камери змішування. Цю температуру можна визначити з теплового балансу КЗ

$$t_{cm} = K_{pec} t_n + (1 - K_{pec}) t_o, \quad (2. 22)$$

де  $t_n$  - температури нагрітого свіжого повітря на виході з рекуператора, °С.

На підставі теплового балансу рекуператора можна отримати рівняння для визначення температури нагрітого свіжого повітря на виході з рекуператора

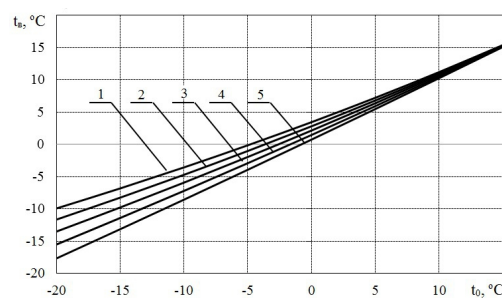
$$t_n = t_o - \check{\eta}_n - \eta_p (t_n - t_o) \frac{1}{1 - K_{pec}}. \quad (2. 23)$$

Розрахунковий аналіз схеми

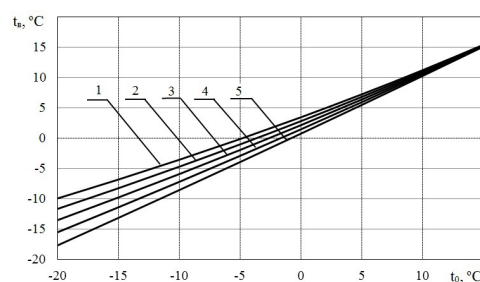
Вихідні дані для розрахунків:

- коефіцієнт рециркуляції:  $K_{pec} = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8;$
- коефіцієнт втрат ТН:  $\eta_{TH} = 0,6; 1;$
- температура приміщення:  $t_n = 18^\circ\text{C};$
- температура навколишнього повітря:  $t_o = -20; -15; -10; -5; 0; 5; 10; 15^\circ\text{C}.$

На рис. 2.9 – 2.14 представлені результати розрахункового аналізу схеми теплонасосної системи вентиляції виробничого приміщення з використанням рекуператора теплоти та рециркуляції відпрацьованого повітря.

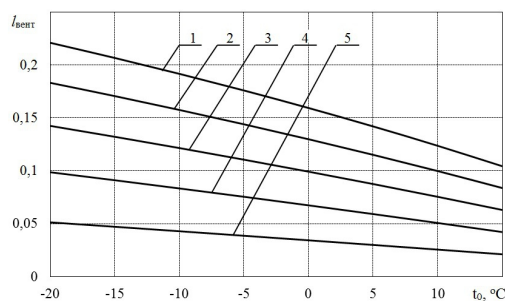


а)

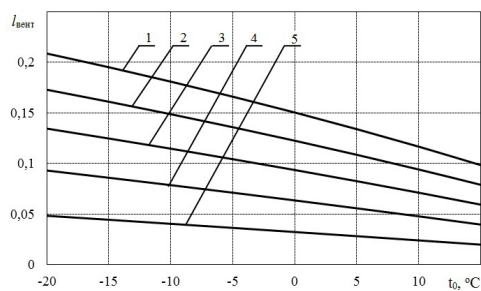


б)

Рисунок 2. 9 – Залежність температури повітря на виході із випарника ТН від температури навколишнього повітря  $t_0$  при  $\eta_{\text{гн}} = 0,6$  та при а)  $K_{\text{реп}} = 0,167$ ; б)  $K_{\text{реп}} = 0,214$ : 1 – 5 при  $\eta_p = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

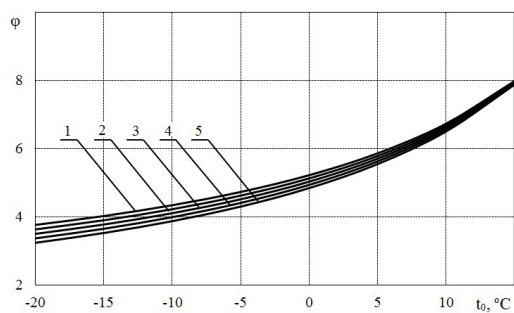


а)

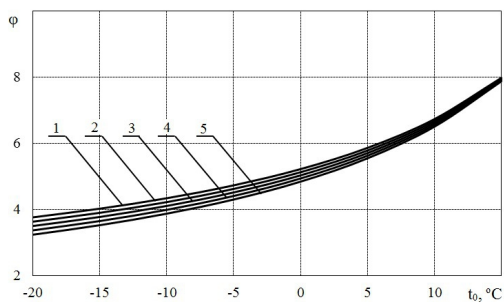


б)

Рисунок 2. 10 – Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії від зміни температури навколишнього середовища при  $\eta_{\text{гн}} = 0,6$  та при а)  $K_{\text{реп}} = 0,167$ ; б)  $K_{\text{реп}} = 0,214$ : 1 – 5 при  $\eta_p = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

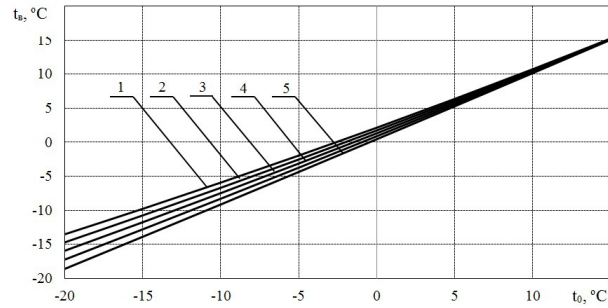


а)

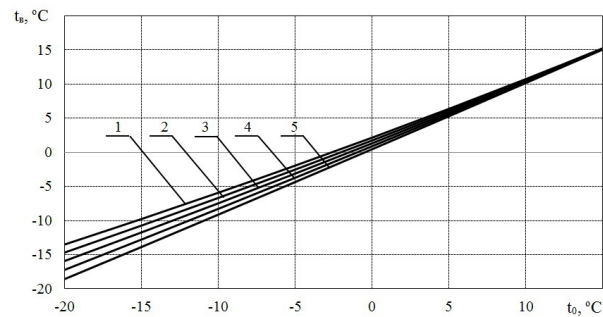


б)

Рисунок 2. 11 – Залежність коефіцієнта трансформації теплоти ТН від температури навколишнього середовища при  $\eta_{\text{гн}} = 0,6$  та при а)  $K_{\text{рец}} = 0,167$ ; б)  $K_{\text{рец}} = 0,214$ : 1 – 5 при  $\eta_p = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

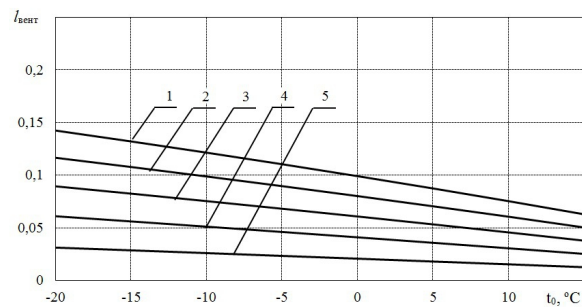


а)

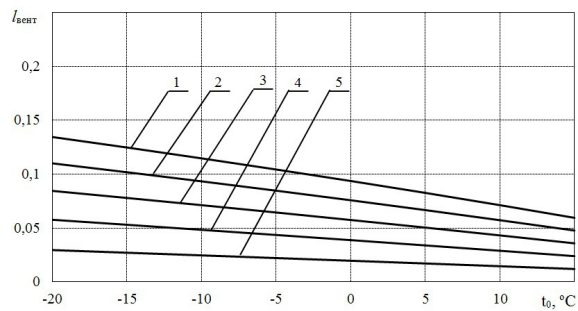


б)

Рисунок 2. 12 – Залежність температури повітря на виході із випарника ТН від температури навколишнього повітря  $t_0$  при  $\eta_{\text{гн}} = 1$  та при а)  $K_{\text{рец}} = 0,167$ ; б)  $K_{\text{рец}} = 0,214$ : 1 – 5 при  $\eta_p = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$



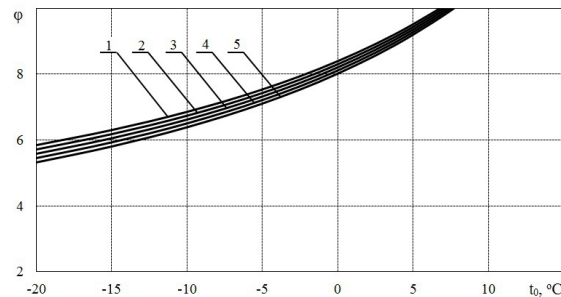
а)



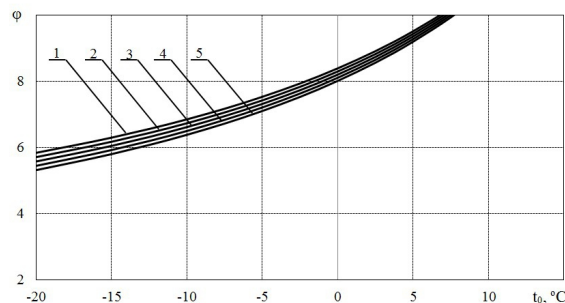
б)



Рисунок 2. 13 – Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії від зміни температури навколишнього середовища при  $\eta_{\text{тн}} = 1$  та при а)  $K_{\text{рец}} = 0,167$ ; б)  $K_{\text{рец}} = 0,214$ : 1 – 5 при  $\eta_p = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$



а)



б)

Рисунок 2. 14 – Залежність коефіцієнта трансформації теплоти ТН від температури навколишнього середовища при  $\eta_{\text{тн}} = 1$  та при а)  $K_{\text{рец}} = 0,167$ ; б)  $K_{\text{рец}} = 0,214$ : 1 – 5 при  $\eta_p = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$

### 2.3 Термодинамічний аналіз теплонасосної системи вентиляції для підтримання комфортних умов у виробничому приміщенні з вологовиділенням в холодний період року

На рис. 2. 15 зображена схема ТНС вентиляції приміщення з використанням часткової рециркуляції відпрацьованого повітря. Із рисунка видно, що потік відпрацьованого повітря після об'єкту вентиляції розділяється на два потоки: одна частина повітря підмішується у камері змішування до свіжого атмосферного повітря і направляється в конденсатор ТН, де нагрівається до заданої температури, а інша частина повітря направляється на випарник ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари і після цього скидається в навколишнє середовище.

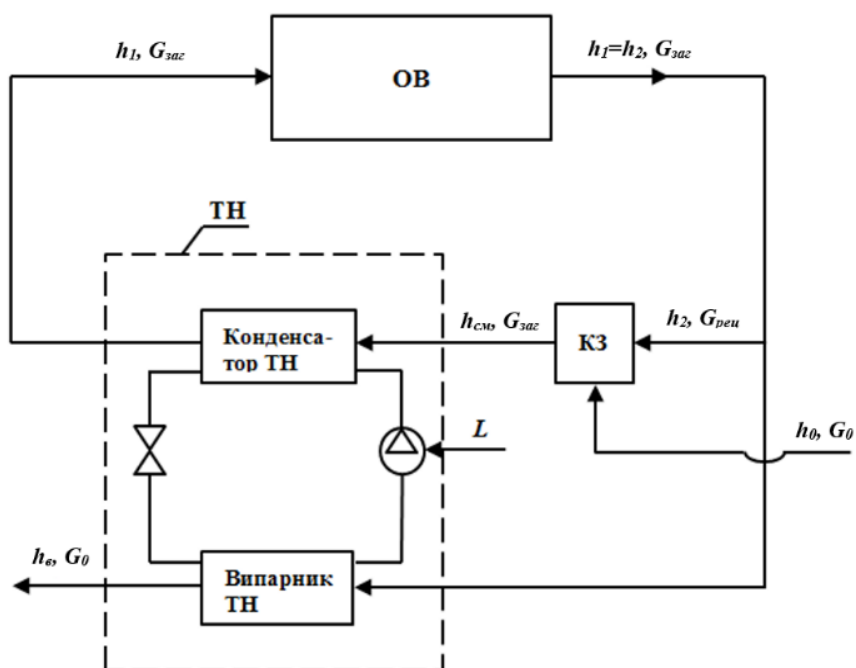


Рисунок 2. 15 – Схема теплонасосної системи вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОВ – об’єкт вентиляції; ТН – тепловий насос; КЗ – камера змішування;  $L$  – робота приводу компресора ТН

На рис. 2. 16 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції в  $h$ - $d$  діаграмі.

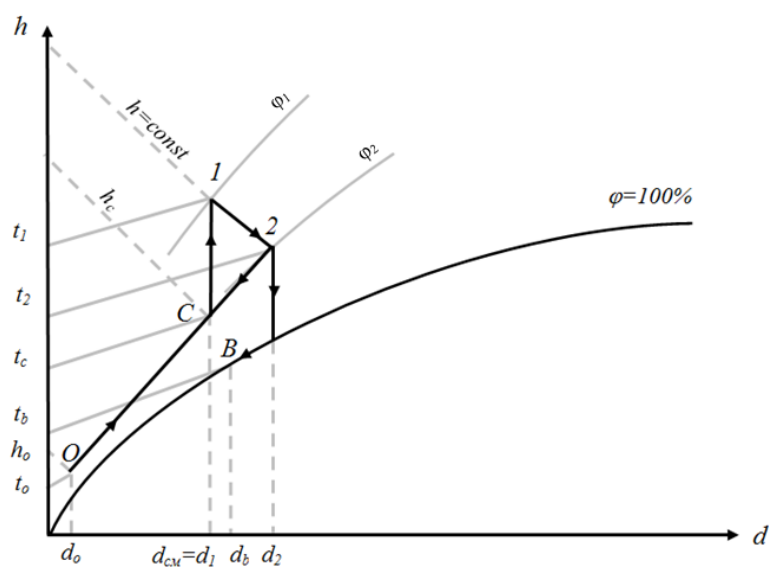


Рисунок 2. 16 – Робочий процес зміни вологовмісту повітря в системі вентиляції приміщення в  $h$ - $d$  діаграмі

Точка О побудована за параметрами навколишнього середовища ( $t_o, h_o$ ) [13]. Точка 2 побудована згідно з необхідними параметрами повітря (температурою  $t_2$  і відносною вологістю  $\phi_2$ ) в середині приміщення, що обслуговується (визначається згідно з [13] в залежності від технологічного призначення приміщення). Тоді за h-d діаграмою знаходимо  $h_2$ . Згідно з нормативними даними [13] для заданого приміщення приймаємо величину перегріву припливного повітря  $\Delta t$  і на лінії  $h_2 = \text{const}$  при  $t_1 = t_2 + \Delta t$  отримуємо точку 1, що відповідає стану припливного повітря. Відпрацьоване повітря з параметрами в т. 2 розділяється на два потоки. Частина повітря направляється на рециркуляцію і, змішуючись зі свіжим атмосферним повітрям, утворює в т. С суміш з вологовмістом  $d_{cm} = d_1$ , яка після підігріву в конденсаторі теплового насосу направляється в приміщення як припливне повітря. Інша частина відпрацьованого повітря поступає в випарник теплового насосу і після охолодження в випарнику скидається в навколишнє середовище в стані, що відповідає т. В.

#### Аналітичний аналіз схеми

Термодинамічний стан системи, що розглядається, за прийнятих умов щодо заданих параметрів повітря в приміщенні, залежить від параметрів зовнішнього атмосферного повітря (температури і відносної вологості). Цей стан може бути визначений невідомими поки що параметрами повітря у вузлових точках системи вентиляції. До таких параметрів відноситься доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію, температура повітря після камери змішування (КЗ) рециркуляційного і свіжого атмосферного повітря, а також параметри повітря після випарника ТН. Крім цього невідомою величиною є величина електричної потужності, яка підводиться до приводу компресора ТН. Всі ці величини можуть бути визначені шляхом вирішення системи рівнянь теплового і матеріального балансу як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

Доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію, може бути визначена із рівняння матеріального балансу вологи для камери змішування, яке має вигляд

$$G_0 d_0 + G_p d_2 = G_{zag} d_{cm}, \quad (2.24)$$

де  $G_0$ ,  $G_p$ ,  $G_{zag}$  - масові витрати свіжого, рециркуляційного і загального потоків повітря;

$d_0$ ,  $d_2$ ,  $d_{cm}$  - вологовміст відповідних потоків повітря. З урахуванням того, що вологовміст суміші після КЗ має відповідати вологовмісту припливного повітря на вході в приміщення, тобто  $d_{cm} = d_1$ , коефіцієнт рециркуляції, що впливає з рівняння (2.24), можна записати як

$$K_p = \frac{G_p}{G_{zag}} = \frac{d_1 - d_0}{d_2 - d_0}. \quad (2.25)$$

Ентальпія суміші повітря на виході з камери змішування визначається аналогічним чином із рівняння теплового балансу КЗ

$$G_0 h_0 + G_p h_2 = G_{заг} h_{см}, \quad (2.26)$$

звідки

$$h_{см} = h_0 + K_p (h_2 - h_0). \quad (2.27)$$

Для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН може бути використане рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_k = Q_{вин} + L_k. \quad (2.28)$$

Розписуючи складові рівняння (2.28) як:

- тепловий потік, відведений від конденсатора теплового насоса

$$Q_k = G_{заг} (h_1 - h_{см}), \quad (2.29)$$

- тепловий потік у випарнику теплового насоса

$$Q_{вин} = G_{заг} (1 - K_p) (h_2 - h_g), \quad (2.30)$$

- затрати енергії на компресор теплового насоса

$$L_k = Q_{вин} / (\varphi - 1), \quad (2.31)$$

після деяких математичних перетворень отримуємо вираз для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН

$$h_g = \frac{h_2 \frac{\gamma}{\kappa} (1 - K_{pec}) \frac{\varphi}{\varphi - 1} - 1 \frac{\psi}{\beta} + h_{см}}{(1 - K_{pec}) \frac{\varphi}{\varphi - 1}}, \quad (2.32)$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації реального ТН можна визначити за співвідношенням  $\varphi = \eta_{ТН} \varphi_T$ , де  $\eta_{ТН}$  - коефіцієнт втрат ТН, а  $\varphi_T$  - теоретичний коефіцієнт трансформації ідеального циклу Карно, що визначається за формулою

$$\varphi_T = \frac{\gamma}{\kappa} \left( 1 - \frac{273 + t_g - \Delta t_g}{273 + t_k + \Delta t_k} \right)^{\frac{\psi}{\beta}}, \quad (2.33)$$

де  $t_g$  - температура теплоносія на виході з випарника, °С;

$t_k$  - температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С (в нашому випадку  $t_k = t_1$ );

$\Delta t_g$  - температурний перепад між потоками повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;

$\Delta t_k$  - температурний перепад між потоками холодильного агента і повітря на виході з конденсатора ТН, °С (згідно з [14] для повітряного ТН можна прийняти, що  $\Delta t_g = \Delta t_k = 10$  °С).

Затрати енергії на привід компресора ТН можуть бути визначені з рівняння енергетичного балансу всієї схеми, що має вигляд

$$Q_0 + L_\kappa = Q_\varepsilon, \quad (2.34)$$

звідки

$$L_\kappa = Q_\varepsilon - Q_0 = G_0(h_\varepsilon - h_0). \quad (2.35)$$

Якщо ліву і праву частини рівняння (2.35) поділити на загальну кількість теплоти, що витрачається на підготовку припливного повітря в простій системі вентиляції без ТН

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{заг}}(h_1 - h_0), \quad (2.36)$$

тоді отримаємо питому характеристику затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти в теплонасосній схемі вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря

$$l = (1 - K_p) \frac{h_\varepsilon - h_0}{h_1 - h_0}. \quad (2.37)$$

Розрахунковий аналіз схеми

Розрахунковий аналіз параметрів теплонасосної схеми вентиляції було виконано для типового виробничого приміщення з вологовиділеннями. При цьому як прототип був вибраний виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в м. Яготин. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були вибрані наступні параметри внутрішнього повітря [4]:

- температура в приміщення:  $t_n = 18^\circ\text{C}$ ;
- відносна вологість повітря в приміщенні:  $\varphi_2 = 50\%$ ;
- перегрів припливного повітря:  $\Delta t = 3^\circ\text{C}$ .

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на Рис. 2.16:  $d_1 = 5,188 \text{ г/м}^3$  і  $d_2 = 6,391 \text{ г/м}^3$  сухого повітря. В розрахунках прийнято значення втрат ТН на рівні  $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ .

Прийняті умови було покладено в основу подальшого аналізу параметрів теплонасосної схеми вентиляції. При цьому характерні вищезазначені параметри схеми були визначені шляхом числового рішення системи рівнянь (2.25), (2.27), (2.32), (2.33) методом ітерацій.

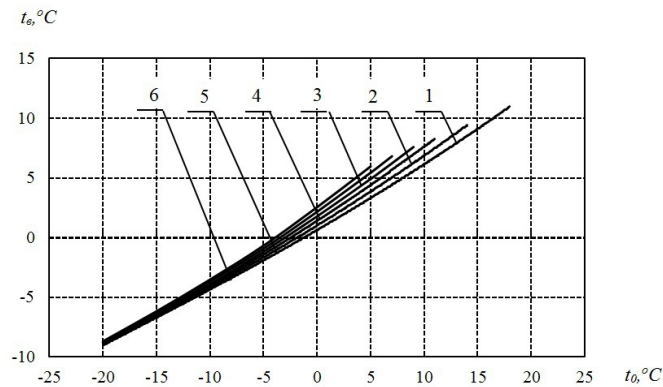


Рисунок 2. 17 – Залежність температури на виході з випарника ТН від температури і відносної вологості атмосферного повітря: 1 –  $\varphi = 40\%$ ; 2 –  $\varphi = 50\%$ ; 3 –  $\varphi = 60\%$ ; 4 –  $\varphi = 70\%$ ; 5 –  $\varphi = 80\%$ ; 6 –  $\varphi = 90\%$

Серед температур в вузлових точках схеми найбільш цікавою і важливою є температура повітря на виході із випарника ТН. На рис. 2. 17 представлені розрахункові залежності цієї температури від температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря. Видно, що в усьому діапазоні зміни зовнішніх параметрів температура повітря на виході з випарника має значно вищий рівень ніж температура атмосферного повітря. Це приводить до полегшених умов роботи повітряного теплового насосу в холодний період року і забезпечує досить високі значення коефіцієнтів трансформації ТН, що представлені на рис. 2. 18, в усьому діапазоні температур атмосферного повітря.

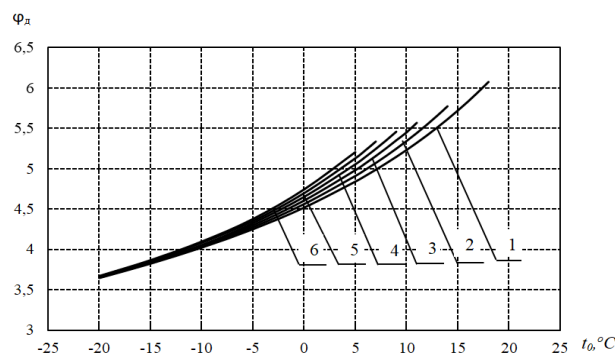


Рисунок 2. 18 – Залежність дійсного коефіцієнта трансформації ТН від параметрів навколишнього середовища: 1 –  $\varphi = 40\%$ ; 2 –  $\varphi = 50\%$ ; 3 –  $\varphi = 60\%$ ; 4 –  $\varphi = 70\%$ ; 5 –  $\varphi = 80\%$ ; 6 –  $\varphi = 90\%$

Важливою характеристикою даної схеми є доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію для підтримання комфортних умов в приміщенні. Відповідні

розрахункові дані для коефіцієнта рециркуляції, що отримані за рівнянням (2.25), наведені на рис. 2. 19.

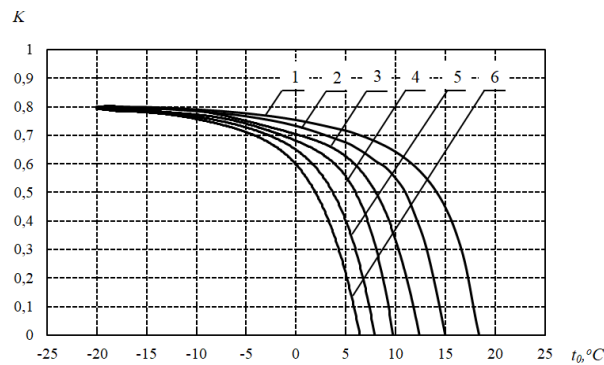


Рисунок 2. 19 – Залежність коефіцієнта рециркуляції від параметрів навколишнього середовища: 1 –  $\phi = 40\%$ ; 2 –  $\phi = 50\%$ ; 3 –  $\phi = 60\%$ ; 4 –  $\phi = 70\%$ ; 5 –  $\phi = 80\%$ ; 6 –  $\phi = 90\%$

Як видно з графіків, при зміні в широкому діапазоні погодних умов (температури і відносної вологості зовнішнього повітря) коефіцієнт рециркуляції за умов підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури, так і від відносної вологості атмосферного повітря. Тому проектування теплонасосних систем вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря при постійному значенні коефіцієнта рециркуляції, як це передбачено деякими методиками [15], [16] не має сенсу, оскільки в цьому випадку система вентиляції не в змозі забезпечити заданих комфортних умов перебування в приміщенні при зміні параметрів атмосферного повітря. Окрім цього слід відмітити, що система вентиляції, що розрахована на режим роботи в холодний період року, тобто на підігрів і зволоження повітря, має свої обмеження. Як видно з рис. 2. 19, в залежності від відносної вологості існує деяка критична температура зовнішнього повітря, при якій коефіцієнт рециркуляції зменшується до нуля. Це означає, що при підвищенні температури атмосферного повітря вище критичного значення система вентиляції в прийнятому вигляді не може забезпечити комфортних умов в приміщенні внаслідок надходження надмірної вологості із атмосфери в приміщення. Така ситуація має місце тоді, коли вологовміст зовнішнього повітря перевищує заданий вологовміст припливного повітря в точці 1 (Рис. 2. 16). Залежність критичної температури зовнішнього повітря від відносної вологості за прийнятих вихідних даних представлена на рис. 2. 20.

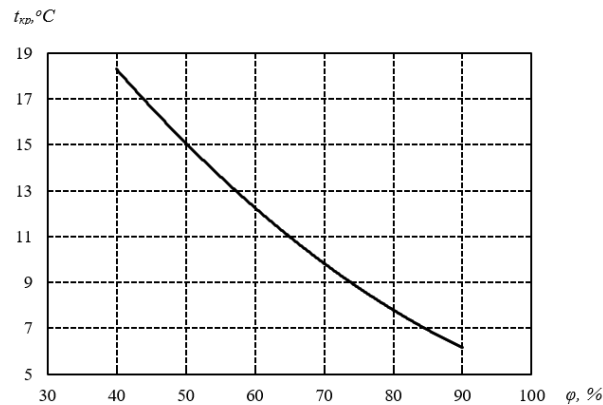


Рисунок 2. 20 – Залежність критичної температури атмосферного повітря від відносної вологості

Очевидно, що значення критичної температури будуть змінюватися в залежності від вологовмісту припливного повітря  $d_1$ , але ці зміни будуть невеликі, оскільки діапазон зміни комфортних умов перебування в виробничих приміщеннях незначний. Важливо те, що представлена залежність являє собою граничну межу застосування даної системи вентиляції, орієнтованої на роботу в холодний період року і здатної підтримувати комфортні умови в приміщенні за рахунок охолодження і зволоження припливного повітря. При перевищенні граничних значень температури атмосферного повітря необхідна принципова зміна схеми установки з переходом в режим кондиціонування, в якому забезпечується охолодження і осушення припливного повітря.

Для оцінки енергетичної ефективності роботи розглянутої схеми була визначена енергетична характеристика у вигляді питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на систему вентиляції. Відповідні розрахункові дані представлені на рис. 2. 21.

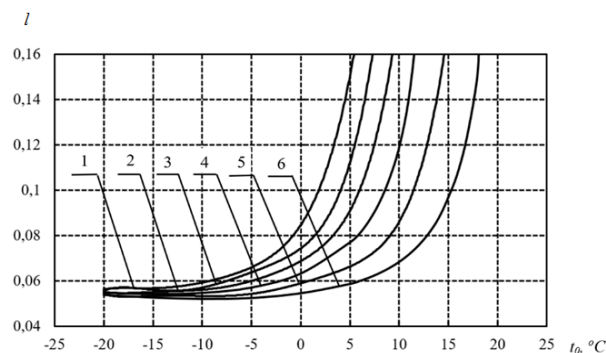


Рисунок 2. 21 – Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії від температури і відносної вологості атмосферного повітря: 1 –  $\phi = 40\%$ ; 2 –  $\phi = 50\%$ ; 3 –  $\phi = 60\%$ ; 4 –  $\phi = 70\%$ ; 5 –  $\phi = 80\%$ ; 6 –  $\phi = 90\%$



Як видно з рисунка, теплонасосна схема вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря характеризується малими значеннями питомих затрат зовнішньої енергії, які в зоні низьких значень температури довкілля майже не залежать від параметрів атмосферного повітря і зростають в зоні додатних температур. Остання обставина пов'язана з ростом вологовмісту атмосферного повітря і різким зменшенням коефіцієнта рециркуляції для підтримання комфортних умов в приміщенні, а значить, зі зменшенням потоку утилізованої теплоти відпрацьованого повітря. В цілому висока енергетична ефективність розглянутої схеми вентиляції пов'язана з вигідними температурними умовами роботи ТН, що забезпечують високі значення коефіцієнта трансформації, а також в утилізацію теплоти відпрацьованого повітря за рахунок часткової рециркуляції.

Для підтримання заданих комфортних умов в виробничому приміщенні в холодний період року може бути використана теплонасосна система вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря. Необхідні для цього коефіцієнти рециркуляції залежать від температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря.

Показано, що така система вентиляції має свої обмеження внаслідок надходження надмірної вологості із атмосфери в приміщення при перевищенні критичних значень температури і відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря, після чого система вентиляції має бути переведена в режим кондиціювання припливного повітря.

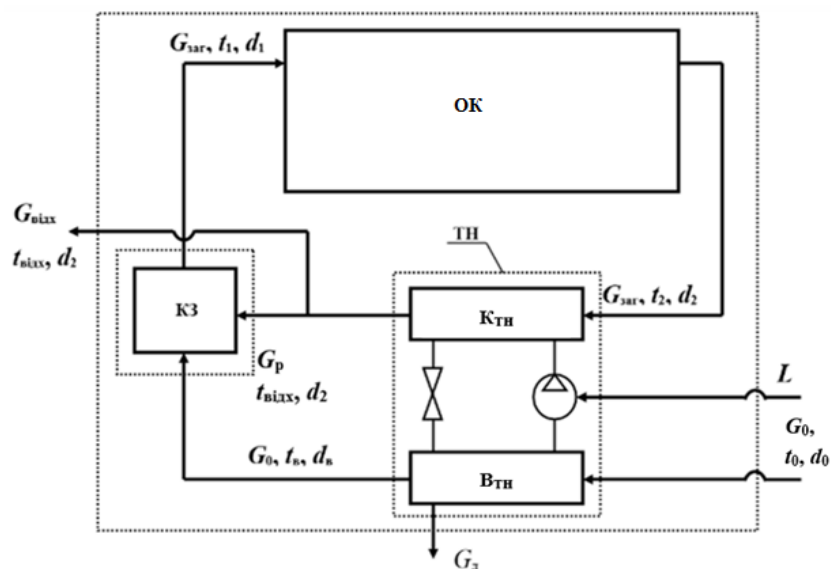
Розглянута система вентиляції характеризується високою енергетичною ефективністю внаслідок високих значень коефіцієнтів трансформації ТН і утилізації теплоти відпрацьованого повітря.

## **2.4 Термодинамічна ефективність теплонасосної системи кондиціювання виробничого приміщення з рециркуляції відпрацьованого повітря через конденсатор ТН та випарник ТН в теплий період року**

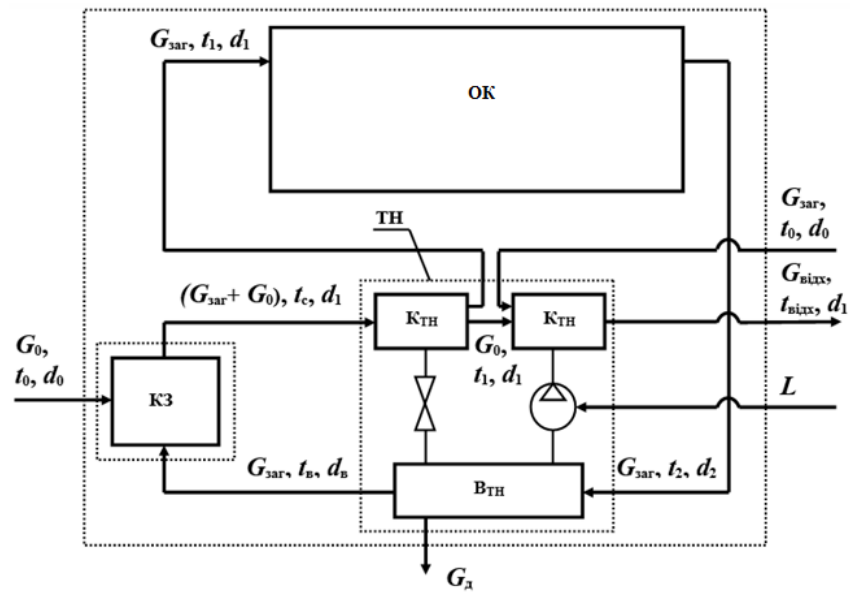
Системи кондиціювання житлових, громадських і виробничих приміщень є невід'ємними частинами систем забезпечення комфортних або технологічно необхідних умов в середині цих приміщень. Підтримувати мікроклімат в приміщенні, забезпечуючи відповідність заданих параметрів можливо за допомогою цілого комплексу технічних засобів, об'єднаного під загальною назвою «система кондиціювання повітря». Сучасні системи кондиціювання дуже різноманітні за технічними характеристиками і варіантністю виконання. Спільним є призначення: створювати і підтримувати необхідні параметри повітря (температуру, відносну вологість). Підтримувати вологість повітря на оптимальному рівні - невід'ємне завдання багатьох кліматичних систем. Адже зменшена вологість негативно

впливає не тільки на здоров'я і самопочуття людей, але і на умови зберігання сировини та продукції, шкодить багатьом технологічним процесам, негативно позначається на збереженні товарів і продуктів. Тому в таких приміщеннях дуже важливо проводити збільшення рівня вмісту вологи в повітрі, і проводити подальше підтримання вологості в приміщенні на оптимальному рівні. Існують різні методи підтримання вологовмісту на заданому рівні, одним з яких є рециркуляція частини відпрацьованого повітря, що підмішується до свіжого припливного повітря. Але в існуючих методах розрахунку систем вентиляції коефіцієнт долі свіжого повітря зазвичай визначається для розрахункових умов зовнішнього атмосферного повітря і приймається постійним незалежно від погодних умов. Такий підхід не дозволяє підтримувати задані параметри повітря в приміщенні в широкому діапазоні зміни параметрів атмосферного повітря. В зв'язку з цим в статті були досліджені дві схеми: з рециркуляцією відпрацьованого повітря через конденсатор та через випарник теплового насоса. Проведено термодинамічний аналіз роботи теплонасосної системи (ТНС) кондиціювання з метою визначення необхідних режимів роботи системи для забезпечення заданих температурних і вологісних параметрів повітря в виробничому приміщенні.

На рис. 2. 22 (а) зображена схема ТНС кондиціювання повітря з рециркуляції відпрацьованого повітря виробничого приміщення в теплий період року з розташуванням камери змішування після конденсатора теплового насоса (ТН). На рис. 2. 22 (б) зображена схема ТНС кондиціювання повітря з рециркуляції відпрацьованого повітря виробничого приміщення в теплий період року з розташуванням камери змішування після випарника теплового насоса.



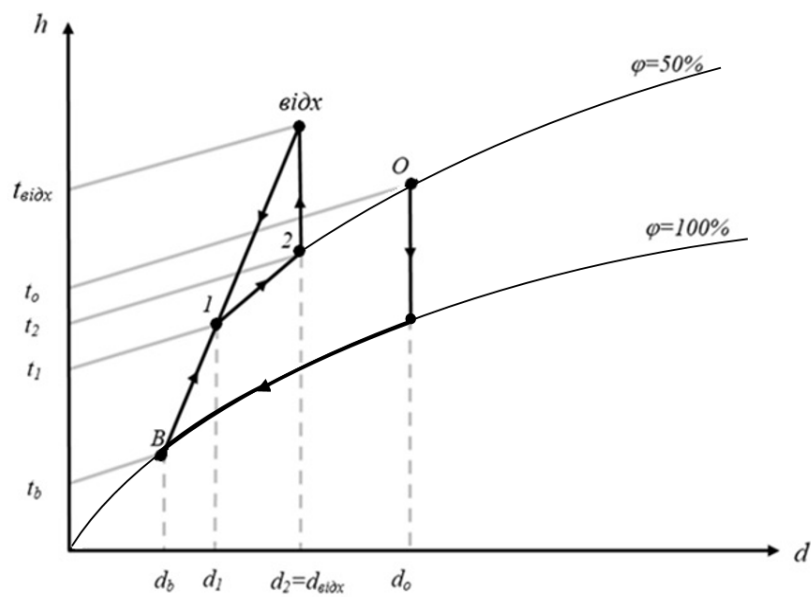
а)



б)

Рисунок 2. 22 – Схеми ТНС кондиціювання повітря з рециркуляцією відпрацьованого повітря через: а) конденсатор ТН; б) випарник ТН: ОК – об’єкт кондиціювання; ТН – тепловий насос; К<sub>ТН</sub> – конденсатор ТН; В<sub>ТН</sub> – випарник ТН; КЗ – камера змішування; L – робота приводу компресора теплового насоса

Робочі процеси тепловологообробки повітря в системі кондиціювання для схем рис. 2. 22 (а) і (б) зображені в h-d діаграмі на рис. 2. 23.



а)

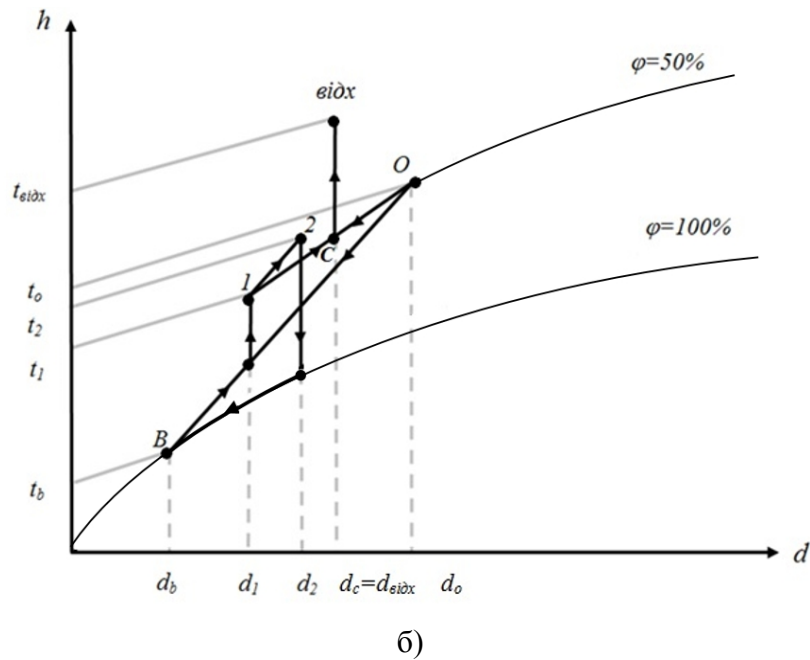


Рисунок 2. 23 – Робочий процес тепло – вологообробки повітря в системі кондиціювання виробничого приміщення з рециркуляцією відпрацьованого повітря через: а) конденсатор ТН; б) випарник ТН в h-d діаграмі

На рис. 2. 23 (а) зображено робочий процес зміни стану повітря в системі кондиціювання виробничого приміщення з рециркуляцією відпрацьованого повітря через конденсатор ТН. У стаціонарному режимі роботи установки потік повітря витратою  $G_{\text{заг}}$  та параметрами  $t_1, d_1$  після проходження виробничого приміщення з параметрами  $t_2, d_2$  надходить в конденсатор ТН. До випарника теплового насоса надходить зовнішнє повітря з параметрами  $t_0, d_0$  та витратою  $G_0$ . У випарнику, завдяки теплообміну між повітрям і холодильним агентом, відбувається видалення частки вологи ( $G_d$ ) з атмосферного повітря внаслідок його охолодження і осушення до параметрів  $t_b, d_b$  (на рис. 2. 23 (а) точка B). Частина нагрітого у конденсаторі ТН відпрацьованого повітря з витратою  $G_p$  та параметрами  $t_{\text{відх}}, d_2$  (точка відх) надходить у камеру змішування, де змішується із потоком охолодженого та осушеного у випарнику ТН зовнішнього повітря. Отримана суміш з заданими параметрами  $t_1, d_1$  надходить у виробниче приміщення. Інша частина повітря із конденсатора з масовою витратою  $G_{\text{відх}}$  видаляється в атмосферу.

На рис. 2. 23 (б) зображено робочий процес зміни стану повітря в системі кондиціювання з рециркуляцією відпрацьованого повітря через випарник ТН. У стаціонарному режимі роботи установки потік повітря витратою  $G_{\text{заг}}$  та параметрами  $t_1, d_1$

після проходження виробничого приміщення з параметрами  $t_2, d_2$  надходить у випарник ТН. У випарнику відбувається охолодження та осушення повітря до параметрів  $t_b, d_b$  (точка В). Після випарника ТН навколишнє повітря ( $G_{заг}$ ) з параметрами  $t_b, d_b$  надходить у камеру змішування, де змішується із потоком навколишнього повітря. Отримана суміш з параметрами  $t_c, d_1$  надходить у конденсатор ТН. Після підігріву повітря в конденсаторі до заданої температури  $t_l$  частина повітря з витратою  $G_{заг}$  та заданими параметрами  $t_l, d_1$  надходить у виробниче приміщення. До іншої частини повітря в конденсаторі підмішується навколишнє повітря ( $G_{заг}$ ) з параметрами  $t_0, d_0$  і після проходження конденсатора потік повітря ( $G_{відх} = G_0 + G_{заг}$ ) видаляється в атмосферу з температурою  $t_{відх}$ .

Термодинамічний аналіз схем. Схема ТНС кондиціювання повітря з рециркуляцією відпрацьованого повітря через конденсатор ТН.

Термодинамічний стан системи, що розглядається, за прийнятих умов щодо заданих параметрів повітря в приміщенні, залежить від параметрів зовнішнього атмосферного повітря (температури і відносної вологості) [16]. Цей стан може бути визначений невідомими поки що параметрами повітря у вузлових точках системи кондиціювання. До таких параметрів відноситься доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію, параметри повітря після випарника ТН, температура відхідного повітря. Всі ці величини можуть бути визначені шляхом вирішення системи рівнянь теплового і матеріального балансу як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

У загальному випадку доля потоку навколишнього повітря, що надходить в приміщення через випарник ТН, може бути представлена як

$$K_0 = G_0 / G_{заг}, \quad (2.38)$$

де  $G_0$ ,  $G_{заг}$  - масові витрати навколишнього і загального (через приміщення) потоків повітря.

З матеріального балансу схеми в цілому (рис. 22 (а))

$$G_{заг}(d_2 - d_1) + G_0 d_0 = G_{відх} d_2 + G_0(d_0 - d_b), \quad (2.39)$$

після ряду математичних перетворень, отримаємо вираз, що характеризує відносну витрату зовнішнього повітря

$$K_0 = \frac{d_2 - d_1}{d_2 - d_b}, \quad (2.40)$$

де  $d_1$  - вологовміст повітря, що подається в виробниче приміщення,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$ ;

$d_2$  - вологовміст повітря, що виходить з виробничого приміщення,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$ ;

$d_b$  - вологовміст повітря, що подається в КЗ після випарника ТН,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$ .

Остання величина може бути визначена за допомогою h-d діаграми вологого повітря на лінії  $\phi = 100\%$ , або із інтерполяційного рівняння

$$d_b = 4,42 \cdot 10^{-3} e^{0,0596 t_b}, \quad (2.41)$$

де  $t_b$  – температура повітря після випарника ТН, що може бути визначена в залежності від ентальпії цього ж повітря  $h_b$  на виході із випарника, за наступним інтерполяційним рівнянням

$$t_b = -2,1 \cdot 10^{-3} h_b^2 + 0,552 h_b - 4,58. \quad (2.42)$$

В свою чергу, необхідна ентальпія потоку повітря на виході із випарника  $h_b$  може бути визначена на основі теплового балансу камери змішування

$$Q_b + Q_{кз} = Q_1, \quad (2.43)$$

де  $Q_b = G_0 h_b$  – кількість теплоти, що надходить у КЗ з потоком повітря після випарника, кВт;

$Q_{кз} = (G_p - G_{відх}) h_{відх}$  – кількість теплоти, що надходить у КЗ з потоком повітря після конденсатора, кВт;

$Q_{1заг} = G h$  – кількість теплоти, що надходить у виробниче приміщення, кВт.

Таким чином, отримаємо

$$h_b = \frac{h_1 - (1 - K_0) h_{відх}}{K_0}. \quad (2.44)$$

Важливою задачею при аналізі системи є визначення ентальпії  $h_{відх}$  повітря (із подальшим визначенням температури  $t_{відх}$ ) після охолодження конденсатора теплового насоса. Рівняння для визначення  $h_{відх}$  може бути отримане з теплового балансу теплового насосу

$$Q_b + L_k = Q_k. \quad (2.45)$$

Робота приводу компресора ТН виражається як

$$L_k = Q_k / \varepsilon_{тн}, \quad (2.46)$$

потік теплоти, що надходить до випарника ТН

$$Q_k = G_0 (h_0 - h_6), \quad (2.47)$$

кількість теплоти, що надходить у виробниче приміщення відповідно

$$Q_k = G_{заг} (h_{відх} - h_2). \quad (2.48)$$

Підставивши рівняння (2.46) - (2.47) в залежність (2.45) отримаємо вираз для визначення ентальпії

$$h_{відх} = h_2 + K_0 (h_0 - h_b) \left( \frac{\varepsilon_{тн} + 1}{\varepsilon_{тн}} \right). \quad (2.49)$$

Ефективність роботи теплового насоса, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{\text{тн}} = \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{вих}} + 10}{273 + t_{\text{в}} - 10} - 1}. \quad (2.50)$$

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов роботи самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику та конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї теплонасосної системи кондиціювання більш доцільно використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{L}, \quad (2.51)$$

де  $Q_{\text{хол}}$  – холодильна потужність, що продукується на вході у виробниче приміщення визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}}(h_0 - h_1). \quad (2.52)$$

З урахуванням рівнянь (2.46), (2.47) та (2.52), вираз (2.51) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{\varepsilon_{\text{тн}}(h_0 - h_1)}{K_0(h_0 - h)}. \quad (2.53)$$

Схема ТНС кондиціювання повітря з рециркуляцією відпрацьованого повітря через випарник ТН.

Як і для попередньої схеми нас цікавлять невідомі поки що параметрами повітря у вузлових точках системи кондиціювання, а саме доля потоку свіжого повітря, що подається в камеру змішування (КЗ) для отримання заданої вологості повітря на вході в виробниче приміщення, параметри повітря після випарника ТН, температура відхідного повітря після конденсатора. Визначимо ці величини шляхом розв'язку системи рівнянь теплового і матеріального балансу як окремих елементів схеми, так і схеми в цілому.

У загальному випадку доля потоку навколишнього повітря може бути визначена із рівняння (2.38) матеріального балансу вологи для всієї схеми або матеріального балансу камери змішування. Із рівняння матеріального балансу камери змішування

$$G_{\text{заг}}d_{\text{в}} + G_0d_0 = (G_{\text{заг}} + G_0)d_1, \quad (2.54)$$

можемо отримати

$$K_0 = \frac{d_1 - d_{\text{в}}}{d_0 - d_1}, \quad (2.55)$$

де  $d_{\text{в}}$  – вологовміст повітря, що подається в КЗ після випарника ТН,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$ ;

$d_1$  – вологовміст повітря, що подається в виробниче приміщення,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$ ;

$d_0$  – вологовміст зовнішнього повітря, що надходить в камеру змішування,  $\text{кг}_{\text{вол}}/\text{кг}_{\text{сп}}$ .

Величина  $d_b$  – може бути визначена за допомогою h-d діаграми вологого повітря на лінії  $\phi=100\%$ , або із інтерполяційного рівняння (2.40) в якому температура повітря після випарника ТН визначається за інтерполяційним рівнянням (2.41).

В свою чергу, необхідна ентальпія потоку повітря на виході із випарника  $h_b$  може бути визначена на основі теплового балансу ТН (2.45).

Кількість теплоти, що надходить до випарника ТН

$$Q_b = G_{\text{заг}} (h_2 - h_b), \quad (2.56)$$

а кількість теплоти, що надходить у виробниче приміщення

$$Q_k = (G_{\text{заг}} + G_0)(h_1 - h_c) + G_{\text{заг}}(h_{\text{відх}} - h_0) + G_0(h_{\text{відх}} - h_1), \quad (2.57)$$

де  $h_c$  визначається з теплового балансу камери змішування і дорівнює:

$$h_c = \frac{h_a + K_0 h_0}{1 + K_0}. \quad (2.58)$$

Таким чином, підставивши в рівняння (2.45) співвідношення (2.46), (2.56) та (2.57) отримаємо

$$h_b = h_2 - ((1 + k_0)(h_1 - h_{\text{відх}}) + (h_2 - h_0) + k_0(h_2 - h_{\text{відх}}))(\varepsilon_{\text{тн}} / (\varepsilon + 1)). \quad (2.59)$$

Також необхідно визначити ентальпію повітря  $h_{\text{відх}}$  після охолодження конденсатора теплового насоса (із подальшим визначенням температури  $t_{\text{відх}}$ ). З рівняння теплового балансу всієї схеми в цілому

$$L + Q_{0\text{відх}} + Q_{\text{заг}} + Q = Q_{\text{відх}} + Q_{\text{д}}, \quad (2.60)$$

де  $L$  – робота приводу компресора ТН, кВт;  $Q_0$  – кількість теплоти, що надходить із навколишнім повітрям до камери змішування, кВт;  $Q_{\text{заг}}$  – кількість теплоти, що надходить із навколишнім повітрям до конденсатора ТН, кВт;  $Q$  – кількість теплоти, що утворюється в приміщенні, кВт;  $Q_{\text{відх}}$  – кількість теплоти, що видаляється в оточуюче середовище з відпрацьованим повітрям, кВт;  $Q_{\text{д}}$  – кількість теплоти, що видаляється в дренаж з конденсатом із випарника, кВт (в розрахунках можна знехтувати).

Розписавши всі складові теплового балансу схеми через відповідні масові витрати повітря та ентальпії після ряду математичних перетворень отримаємо вираз для визначення

$$h_{\text{відх}} = h_0 + \frac{h_{2b} - h_2}{\varepsilon_{\text{тн}}(K_0 + 1)} + \frac{h_1 - h_c}{K_0 + 1}. \quad (2.61)$$



Ефективність роботи теплового насоса можна оцінити величиною холодильного коефіцієнта за рівнянням (2.50), а відповідно холодильний коефіцієнт всієї схеми в загальному випадку можна представити залежністю (2.51).

З урахуванням рівнянь (2.46), (2.52) та (2.56) можна записати вираз для визначення холодильного коефіцієнту всієї схеми

$$\varepsilon_{cx} = \frac{(h_0 - h_1)}{(h_{2B} - h)} \varepsilon_{mn}. \quad (2.62)$$

#### Розрахунковий аналіз характеристик схем

Розрахунковий аналіз представлених схем проводиться шляхом реалізації побудованих теоретичних моделей методом послідовних наближень. Відповідні розрахунки були виконані для типового виробничого приміщення. При цьому як прототип був вибраний виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в м. Яготин. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були вибрані наступні параметри внутрішнього повітря [13]:

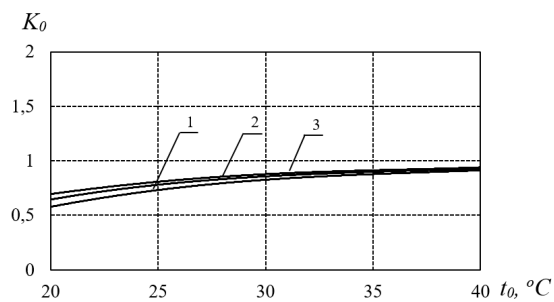
- температура в приміщення:  $t_n = 18^\circ\text{C}$ ;
- відносна вологість повітря в приміщенні:  $\varphi_2 = 50\%$ ;
- перегрів припливного повітря:  $\Delta t = 3^\circ\text{C}$ .

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на Рис. 2.23:  $d_1 = 6,096 \text{ г/м}^3$  і  $d_2 = 6,391 \text{ г/м}^3$  сухого повітря.

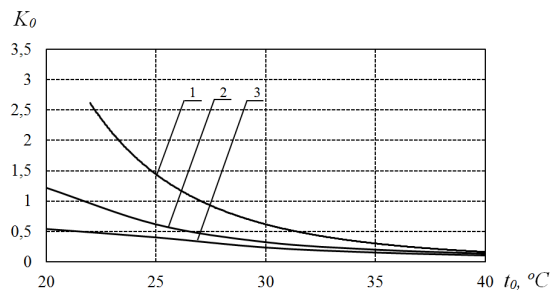
Прийняті умови було покладено в основу подальшого аналізу параметрів ТНС кондиціювання. При цьому зазначені вище параметри схем були визначені шляхом числового рішення системи рівнянь (2.40), (2.41), (2.42), (2.44), (2.49), (2.50), (2.53) методом ітерацій для ТНС кондиціювання з рециркуляцією відпрацьованого повітря через конденсатор ТН та системи рівнянь (2.55), (2.41), (2.42), (2.50), (2.59), (2.60), (2.61) для ТНС кондиціювання з рециркуляцією відпрацьованого повітря через випарник ТН.

Реалізація побудованих математичних моделей дозволяє отримати залежність відносної витрати свіжого повітря від температури і відносної вологості навколишнього повітря для вказаних ТНС кондиціювання.

Як видно з рис. 2.24 (а), з підвищенням температури навколишнього повітря величина відносної витрати свіжого повітря збільшується, що пов'язано зі збільшенням теплового навантаження на випарник ТН, збільшенням витрати скидного повітря і, відповідно, зменшенням рециркуляційного потоку. При цьому величина  $K_0$  практично не залежить від відносної вологості навколишнього повітря.



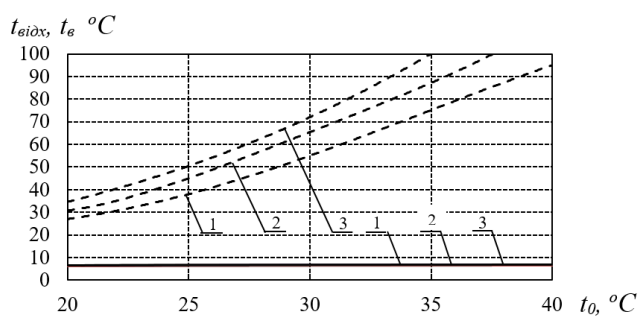
а)



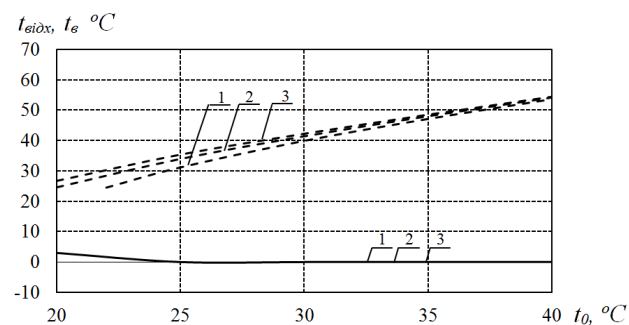
б)

Рис. 2. 24 – Залежність відносної витрати свіжого повітря від температури навколишнього повітря для ТНС кондиціювання з рециркуляцією відпрацьованого повітря через конденсатор ТН (а) та випарник ТН (б) при різних значеннях відносної вологості повітря: 1 – 40 %; 2 – 50 %; 3 – 60 %.

Навпаки, у другій схемі (рис. 2.24, б), величина  $K_0$  зменшується з підвищенням як температури, так і відносної вологості навколишнього повітря, що пов'язано зі збільшенням його ентальпії та обмеженням параметрів повітря на виході з камери змішування.



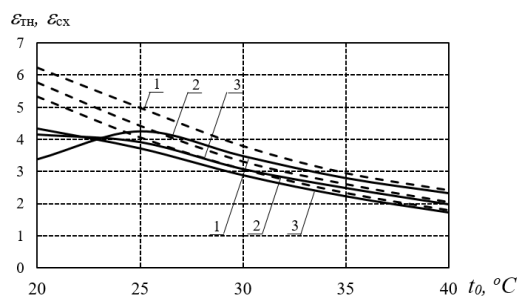
а)



б)

Рис. 2.25 – Залежність температур повітря на виході з конденсатора ТН (штрихові лінії) та випарника ТН (суцільні лінії) від температури навколишнього середовища для ТНС кондиціювання з рециркуляцією відпрацьованого повітря через конденсатор ТН (а) та випарник ТН (б) при різних значеннях відносної вологості повітря: 1 – 40 %; 2 – 50 %; 3 – 60 %

Важливими характеристиками обох схем є температури повітря на виході з випарника та конденсатора ТН. Як видно з рис. 2.25 (а) і (б), з підвищенням температури навколишнього повітря температура повітря на виході із випарника ТН  $t_v$  (суцільні лінії) практично не змінюється у всьому діапазоні зміни як температури  $t_o$ , так і відносної вологості зовнішнього повітря  $\varphi$ . Однак відбувається суттєве збільшення температури повітря на виході із конденсатора ТН  $t_{в\text{ідх}}$  (штрихові лінії), що безпосередньо пов'язане зі збільшенням теплового навантаження конденсатора ТН. При цьому температури повітря на виході з конденсатора зростають зі збільшенням як температури, так і відносної вологості атмосферного повітря. При цьому друга схема характеризується меншими значеннями температури  $t_{в\text{ідх}}$ , що має місце завдяки додатковому потоку повітря, яке подається на охолодження другої частини конденсатора. Температура повітря на виході з конденсатора ТН є обмежуючим фактором роботи ТН в експлуатаційних умовах і, таким чином, друга схема забезпечує підтримання заданих параметрів повітря в середині приміщення в більш широкому діапазоні параметрів навколишнього повітря. На рис. 2.26 побудовані залежності холодильного коефіцієнта ТН та теплонасосної схеми в цілому для вказаних систем кондиціювання повітря з рециркуляцією відпрацьованого повітря від температури навколишнього повітря при різних значеннях відносної вологості повітря.



а)

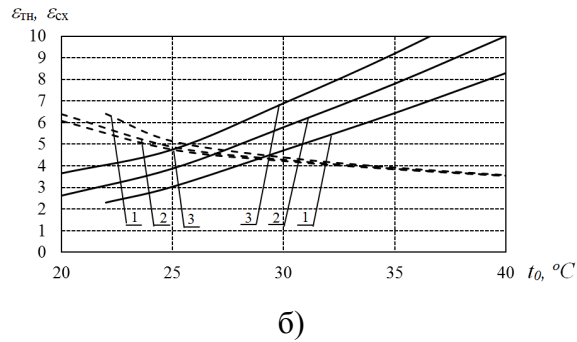


Рис. 2.26 – Залежність холодильного коефіцієнта ТН (штрихові лінії) та холодильного коефіцієнта теплонасосної схеми в цілому (суцільні лінії) для ТНС кондиціонування повітря з рециркуляцією відпрацьованого повітря через: а) конденсатор ТН; б) випарник ТН від температури навколишнього повітря при різних значеннях відносної вологості повітря: 1 – 40%; 2 – 50%; 3 – 60%

В зв'язку з розширенням температурних рамок роботи циклу ТН (Рис. 2.25), що призводить до погіршення умов його роботи, має місце суттєве зниження холодильного коефіцієнта ТН  $\varepsilon_{тн}$  як для першої, так і для другої схеми. Однак холодильний коефіцієнт схеми  $\varepsilon_{сх}$ , що являє собою відношення кількості холоду на вході в приміщення до затраченої роботи компресора ТН, для другої схеми (на відміну від першої) зростає зі збільшенням параметрів навколишнього повітря. Це свідчить про те, що друга схема (з рециркуляцією відпрацьованого повітря через випарник ТН) забезпечує збереження холоду в системі і, значить, є більш ефективною.

## 2.5 Висновки до розділу 2

1 Наведені дані свідчать про те, що одним із перспективних напрямків теплонасосних технологій є система кондиціонування, головним завданням якої є забезпечення комфортних або технологічно необхідних умов в середині виробничого приміщення в літній період року та підтримка заданого тепловологісного режиму - це є важливою та водночас складною задачею.

2 Застосування сучасних повітряних теплових насосів для кондиціонування виробничих приміщень дозволяє поєднати в одній установці процес кондиціонування та осушення припливного та утилізації відпрацьованого повітря, що робить систему більш простою та економічною.

3 Використання теплового насоса в системах вентиляції повітря в холодний період року в виробничих приміщеннях дозволяє забезпечити комфортні умови роботи приміщення з достатньо високою термодинамічною ефективністю.

### **3 РОЗРАХУНОК РОБОТИ ПРИВОДУ КОМПРЕСОРА ТЕПЛОВОГО НАСОСА В ВИРОБНИЧОМУ ПРИМІЩЕННІ ЦЕХУ КОНДИТЕРСЬКОЇ ФАБРИКИ «РОШЕН»**

Об'єкт проектування (рис. 3. 1) – виробничий корпус логістичного центру кондитерської фабрики «Рошен» у м. Яготині Київської обл., призначений для фасування кондитерських виробів та їх зберігання. Він відноситься до розряду промислових приміщень і складається з цеху дрібного фасування об'єм якого становить  $10602 \text{ м}^3$ , а площа  $1140 \text{ м}^2$ .



Рисунок 3. 1 – Зовнішній вигляд виробничого корпусу кондитерської фабрики «Рошен» у м. Яготині (разом із адміністративно-побутовим корпусом)

Всередині приміщень об'єкту потрібно підтримувати певний мікроклімат, що важливо у зв'язку з розмірами складів і специфікою продукції. Оскільки остання виробляється з натуральних інгредієнтів, вона особливо чутлива до температурних перепадів. Тому необхідно спроектувати системи вентиляції та кондиціювання. Для чого визначаються надходження та втрати тепли. На основі цього робиться вибір основного та допоміжного обладнання, яке повинно забезпечувати необхідну теплову та холодильну потужність (в залежності від періоду року) для підтримання встановленої нормами температури повітря всередині приміщення, а також повітрообмін та вологість.

### 3.1 Визначення надходження теплоти та вологи в приміщенні цеху фасування

#### 3.1.1 Визначення надходження теплоти від людей

Надходження теплоти від людей розраховую за формулою згідно з [17]:

$$Q_{\text{л}} = q \cdot n_{\text{ч}} + 0,85 \cdot \psi_{\text{ч}} \cdot n_{\text{ж}}, \quad (3.1)$$

де  $q$  – надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка,  $\frac{\text{Вт}}{\text{особу}}$ ;

$n_{\text{ч}}$  – кількість чоловіків у приміщенні, осіб;

$n_{ж}$  – кількість жінок у приміщенні, осіб.

Згідно з технічними умовами експлуатації приміщення, температура в якому знаходиться на рівні 18 °С, люди в приміщенні знаходяться в стані виконання роботи середньої важкості, тому за [17] надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка  $q = 206,4 \text{ Вт}$ .

Згідно із завданням до виконання проекту кількість людей, що постійно перебувають у приміщенні цеху дрібного фасування: 60 жінок.

$$Q_{вн} = 0,85 \cdot 206,4 \cdot 60 = 10526,4 \text{ Вт} = 10,5 \text{ кВт}.$$

### 3.1.2 Визначення надходження теплоти від обладнання

Згідно з даними замовника кількість теплоти, що надходить від обладнання, яке використовується у фасувальному цеху (у тому числі і від освітлювальних приладів) складає 8,34 кВт.

### 3.1.3 Визначення надходження вологи до приміщення

Надходження вологи від людей розраховую за формулою згідно з [17]:

$$W_{л} = \frac{(g_{ч} + 0,85 \cdot g_{ж}) \cdot 40^{-3}}{3600}, \quad (3.2)$$

де  $g$  – надходження вологи від одного дорослого чоловіка,  $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$ .

Температура в приміщенні дорівнює 18 °С, люди в приміщенні знаходяться в стані виконання роботи середньої важкості, тому за [17] надходження вологи від одного дорослого чоловіка  $g = 128 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ .

Враховуючи, що у приміщенні цеху постійно перебувають 60 жінок:

$$W_{л} = \frac{0,85 \cdot 128 \cdot 60 \cdot 40^{-3}}{3600} = 0,0018 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

## 3.2 Визначення необхідної потужності повітроохолоджувача для теплого періоду року та витрати теплоти на вентиляцію в холодний період року

### 3.2.1 Теплий період року

Необхідну масову витрату повітря, кг/с, розраховую за формулою, отриманою при розв'язанні рівняння теплового балансу для приміщення з надходженням теплоти та вологи:





$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}. \quad (3.4)$$

Згідно з розрахунками для теплого періоду загальна кількість теплоти, що поступає до приміщення:  $\Sigma Q = 10,5 + 8,34 = 18,84 \text{ кВт}$ .

Загальна кількість вологи:  $\Sigma W = 0,0018 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ .

Тоді кут променя процесу:

$$\varepsilon = \frac{18,84}{0,0018} = 10467 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Температуру припливного повітря згідно з [13] приймаю  $t_{\text{п}} = 15^\circ$ . Отже, т. 1 знаходиться на перетині ізотерми  $t_{\text{п}} = 15^\circ$  та променя процесу  $\varepsilon = 10467 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ . Тоді за h-d діаграмою знаходимо:  $h_1 = 30,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

Необхідна масова витрата повітря, згідно з формулою

$$G_{\text{заг}} = \frac{18,84}{34,299 - 30,5} = 4,96 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Для того, щоб переконатися, що ця кількість повітря задовольняє вимогам, необхідно визначити кратність повітрообміну в приміщенні за формулою:

$$m = \frac{V}{V_{\text{вн}}}, \quad (3.5)$$

де  $V$  – об'ємна витрата повітря,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$V_{\text{вн}}$  – внутрішній об'єм приміщення,  $\text{м}^3$ .

Об'ємна витрата повітря знаходиться за формулою:

$$V = \frac{G_{\text{заг}}}{\rho} \cdot 3600, \quad (3.6)$$

де  $\rho$  – густина повітря, яка дорівнює  $\rho = 1,21 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

$$V = \frac{4,96}{1,21} \cdot 3600 = 14757 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Кратність повітрообміну:

$$m = \frac{14757}{10602} = 1,39 \frac{1}{\text{год}}.$$

Отримана величина не менше мінімально необхідного значення кратності повітрообміну для даного типу приміщень, що вказано в ДБН – Н Б В 1.1 – 27:2010 [13]

$$m_{\min} = 1.$$

Необхідна потужність повітроохолоджувача визначається за формулою

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}} \chi (h_o - h_1), \quad (3.7)$$

$$Q_{\text{хол}} = 14,96 \chi (60,284 - 30,5) = 147,7 \quad .$$

### 3.2.2 Холодний період року

На рис. 3. 3 якісно зображено процес тепло - вологообробки повітря в системі вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря.

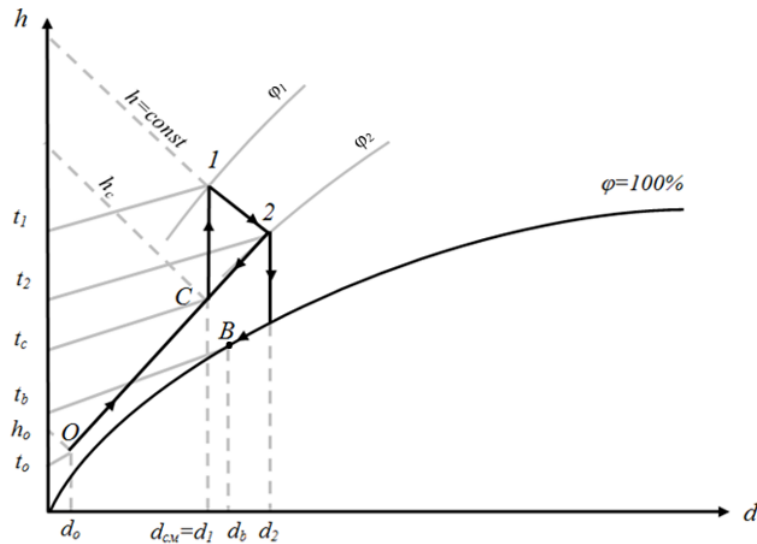


Рисунок 3. 3 – Робочий процес зміни вологовмісту повітря в системі вентиляції приміщення в h-d діаграмі

Точка О побудована за параметрами навколишнього середовища [13] ( $t_o^C = -22^\circ$  ,

$h_o = -21,489 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ). Точка 2 побудована згідно з необхідними параметрами всередині

приміщення, що обслуговується (визначається замовником та згідно з [13]) ( $t_2^C = 18^\circ$  ,

$\phi_2 = 50\%$ ). Тоді за h-d діаграмою знаходимо:  $h_2 = 34,299 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  .

Температуру припливного повітря згідно з [13] приймаю  $t_1 = 21^\circ \text{C}$ .

Необхідна масова витрата повітря:  $G_{\text{заг}}$ .

Витрати теплоти на вентиляцію знаходжу за формулою:

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{заг}} (h_1 - h_0), \quad (3.8)$$

$$Q_{\text{вент}} = 4,96 (34,299 - (-21,489)) = 276,7 \text{ кВт}.$$

### 3.3 Розрахунок роботи приводу компресора теплового насоса з використанням схеми з рециркуляцією відпрацьованого повітря в холодний період року

3.3.1 Параметри повітря в холодний період року (січень) в м. Яготині, Київської області [13]:

- температура зовнішнього повітря:  $t_{\text{с}} = -22^\circ$  ;
- відносна вологість:  $\varphi = 50\%$ .

По h-d діаграмі знаходимо ентальпію та вологовміст, які складають:  $h_0 = -21,489 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$$d_0 = 0,261 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

3.3.2 Для цеху фабрики «Рошен» за санітарними нормами температура у виробничому приміщенні становить:  $t_{\text{п}} = 18^\circ$  .

3.3.3 Приймаємо температуру повітря на виході з випарника:  $t_{\text{в}} = -9,9^\circ\text{C}$ .

3.3.4 Коефіцієнт рециркуляції

$$K_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{заг}}} = \frac{d_1 - d_0}{d_2 - d_0}, \quad (3.9)$$

$$K_{\text{рец}} = \frac{5,188 - 0,261}{6,391 - 0,261} = 0,8.$$

3.3.5 Ентальпія суміші

$$h_{\text{см}} = h_0 + K_{\text{п}} (h_2 - h_0), \quad (3.10)$$

$$h_{\text{см}} = -21,489 + 0,8 (34,299 - (-21,489)) = 23,14 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

3.3.6 Теоретичний коефіцієнт трансформації ідеального циклу Карно, що визначається за формулою

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{t_{\text{в}}}{t_{\text{к}}} - \frac{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}}, \quad (3.11)$$

де  $t_{\text{в}}$  – температура теплоносія на виході з випарника,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_k$  – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С (в нашому випадку  $t_k = t_1$ );

$\Delta t_b$  – температурний перепад між потоками повітря й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;

$\Delta t_k$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і повітря на виході з конденсатора ТН, °С (згідно з [14] для повітряного ТН можна прийняти, що  $\Delta t_b = \Delta t_k = 10$  °С).

$$\varphi_T = \frac{h_1}{h} - \frac{273 - 9,9 - 10}{273 + 21 + 10} \frac{ш_1}{ш} = 6.$$

3.3.7 Коефіцієнт трансформації реального ТН визначається як

$$\varphi = \eta_{mn} \varphi_T, \quad (3.12)$$

де  $\eta_{mn}$  – коефіцієнт втрат теплового насоса. Згідно з [14] його величина прийнята рівною  $\eta_{mn} = 0,6$ .

$$\varphi = 0,6 \cdot 6 = 3,6.$$

3.3.8 Ентальпія повітря на виході з випарника

$$h_b = \frac{h_2 \frac{ш_2}{ш} (1 - K_{pec}) \frac{\varphi}{\varphi - 1} - 1 \frac{ш_1}{ш} + h_{cm}}{(1 - K_{pec}) \frac{\varphi}{\varphi - 1}}, \quad (3.13)$$

$$h_b = \frac{34,299 \frac{ш_2}{ш} (1 - 0,8) \frac{3,6}{3,6 - 1} - 1 \frac{ш_1}{ш} + 23,14}{(1 - 0,8) \frac{3,6}{3,6 - 1}} = -6 \frac{кДж}{кг}.$$

Перевіряємо температуру повітря на виході з випарника по h-d - діаграмі за параметрами ( $h$ ;  $\varphi$ ), де  $\varphi = 100$  %. Отримаємо  $t = -9,9$  °С.

Температура повітря на виході з випарника така, яку ми задали на початку розрахунку.

3.3.9 Визначення коефіцієнта використання зовнішньої енергії

$$l = (1 - K_{pec}) \frac{h_b - h_0}{h_1 - h_0}, \quad (3.14)$$

$$l = (1 - 0,8) \frac{ж - 34,299 - (-21,489)}{ш - 34,299 - (-21,489)} \frac{ш}{ш} = 0,056.$$

3.3.10 Потік теплоти, яка необхідна на вентиляцію

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{заг}} (h_1 - h_0), \quad (3.15)$$

$$Q_{\text{вент}} = 4,96 \cdot (34,299 - (-21,489)) = 276,7 \text{ кВт}.$$

3.3.11 Потужність компресора ТН можна подати так

$$L = Q_{\text{вент}} \cdot \eta, \quad (3.16)$$

де  $Q_{\text{в}} -$  витрата теплоти на підігрів свіжого повітря в системі вентиляції, кВт;  
 $\eta$  - коефіцієнт використання зовнішньої енергії.

$$L = 276,7 \cdot 0,056 = 15,5 \text{ кВт}.$$

### **3. 4 Розрахунок роботи приводу компресора теплового насоса з використанням схеми з рециркуляцією відпрацьованого повітря через випарник ТН в спекотний період року**

Важливими параметрами для розрахунку роботи приводу компресора теплонасосної системи кондиціювання у виробничому приміщенні у спекотний період року є: розрахункова температура навколишнього повітря та відносна вологість навколишнього повітря.

Розрахункова температура навколишнього повітря визначається згідно з ДБН – Н Б В 1.1 – 27:2010 [13]. В залежності від призначення проектувальної системи, параметри теплового та холодного періодів року поділені на групи А і Б. Параметри А застосовують для розрахунку систем вентиляції та повітряного душування в теплий період року. Параметри Б подані для систем розрахунку опалення, вентиляції та кондиціювання в холодний період року та систем кондиціювання в теплий період року.

Оскільки проводимо розрахунок для систем кондиціювання в теплий період року, обираємо параметр Б. Для м. Києва, розрахункова температура навколишнього повітря становить 28,7 °С.

Згідно з [18] для м. Києва відносна вологість нічного повітря взимку становить 80 – 90%, влітку близько 65%, удень – відповідно 80 – 85% та близько 50 %. Обираємо для м. Києва відносну вологість в літній період року, удень – 50 %.

3.4.1 Параметри повітря в теплий період року (липень) в м. Яготині, Київської області:

- температура зовнішнього повітря:  $t_{\text{в}} = 28,7^{\circ}$  ;
- відносна вологість:  $\varphi = 50\%$  ;

По h-d діаграмі знаходимо ентальпію та вологовміст, які складають:  $h_0 = 60,284 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$$d_0 = 12,305 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

3.4.2 Для цеху фабрики «Рошен» за санітарними нормами:

- температура у виробничому приміщенні становить:  $t_n = 18^\circ$  ;
- відносна вологість:  $\varphi = 50\%$ .

3.4.3 Приймаємо температуру повітря на виході з випарника:  $t_e = 0^\circ\text{C}$ .

3.4.4 Відносна витрата зовнішнього повітря

$$K_0 = \frac{d_1 - d_e}{d_0 - d_1}, \quad (3.17)$$

$$K_0 = \frac{6,096 - 3,775}{12,305 - 6,096} = 0,374.$$

3.4.5 Ентальпія суміші

$$h_c = \frac{h_e + K_0 h_0}{1 + K_0}, \quad (3.18)$$

$$h_c = \frac{9,44 + 0,374 \cdot 60,284}{1 + 0,374} = 23,275 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3.4.6 Приймаємо  $t_{\text{сидх}} = 42,605^\circ\text{C}$ .

3.4.7 Ефективність роботи теплового насоса, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{сидх}} + 10}{273 + t_{\text{в}} - 10} - 1}, \quad (3.19)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{273 + 42,605 + 10}{273 + 0 - 10} - 1} = 4,2.$$

3.4.8 Холодильний коефіцієнт реального ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \varepsilon \eta_{\text{ТН}}, \quad (3.20)$$

де  $\eta_{\text{ТН}}$  - коефіцієнт корисної дії ТН. Згідно з [18] його величина прийнята рівною  $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ .

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = 4,2 \cdot 0,6 = 2,52.$$

3.4.9 Ентальпію відхідного повітря знаходимо за формулою

$$h_{\text{відх}} = h_0 + \frac{h_{2\text{в}} - h_1}{\varepsilon_{\text{мн}} (K_0 + 1)} + \frac{h_1 - h_0}{K_0 + 1}, \quad (3.21)$$

$$h_{\text{відх}} = 60,284 + \frac{34,299 - 9,44}{2,52 (0,374 + 1)} + \frac{34,299 - 30,5}{0,374 + 1} = 70,23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3.4.10 Вологовміст відхідного повітря знайдемо з матеріального балансу змішування потоків на вході у другу частину конденсатора

$$d_{\text{см}} = d_{\text{відх}} = \frac{K_0 d_1 + d_0}{K_0 + 1}, \quad (3.22)$$

$$d_{\text{см}} = d_{\text{відх}} = \frac{0,374 \cdot 6,096 + 12,305}{0,374 + 1} = 10,62 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

Перевіряємо температуру відхідного повітря по h-d - діаграмі за параметрами ( $h_{\text{відх}}$ ;  $d_{\text{відх}}$ ). Отримаємо  $t_{\text{відх}} = 42,605^\circ \text{C}$ . Температура відхідного повітря така, яку ми задали на початку розрахунку.

3.4.11 Ентальпія повітря на виході з випарника

$$h_{\text{в}} = h_2 - ((1 + K_0)(h_1 - h_{\text{св}}) + (h_0 - h_2) + K_0(h_0 - h_{\text{св}}))(\varepsilon_{\text{мн}} / (\varepsilon_{\text{мн}} + 1)), \quad (3.23)$$

$$h_{\text{в}} = 34,299 - ((1 + 0,374)(30,5 - 23,275) + (70,23 - 60,284) + 0,374(70,23 - 30,5)) \times (2,52 / (2,52 + 1)) = 9,44 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Перевіряємо температуру повітря на виході з випарника по h-d - діаграмі за параметрами ( $h_{\text{в}}$ ;  $\varphi$ ), де  $\varphi = 100\%$ . Отримаємо  $t_{\text{в}} = 0^\circ \text{C}$ .

Температура повітря на виході з випарника майже така, яку ми задали на початку розрахунку.

3.4.12 Холодильний коефіцієнт всієї схеми

$$\varepsilon_{cx} = \frac{(h_0 - h_1)}{(h_{2B} - h)} \varepsilon_{mn}, \quad (3.24)$$

$$\varepsilon_{cx} = \frac{(60,284 - 30,5)}{(34,299 - 9,44)} \cdot 2,52 = 3.$$

3.4.13 Потужність компресора ТН можна подати так

$$L = \frac{Q_{хол}}{\varepsilon_{cx}}, \quad (3.25)$$

$$L_{кВт} = \frac{147,7}{3} = 49,2.$$

Проведемо розрахунок для систем вентиляції та повітряного душування в теплий період року, тому обираємо параметри згідно з ДБН – Н Б В 1.1 – 27:2010 [13]. Для м. Києва, розрахункова температура навколишнього повітря становить 23 °С.

Згідно з [18] для м. Києва відносна вологість нічного повітря взимку становить 80 – 90%, влітку близько 65%, удень – відповідно 80 – 85% та близько 50 %. Обираємо для м. Києва відносну вологість в літній період року, удень – 50 %.

3.4.14 Параметри повітря в теплий період року (липень) в м. Яготині, Київської області:

- температура зовнішнього повітря:  $t_{\text{с}} = 23^{\circ}$  ;
- відносна вологість:  $\varphi = 50\%$  .

По h-d діаграмі знаходимо ентальпію та вологовміст, які складають:  $h_0 = 47,023 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  ;

$$d_0 = 9,113 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

3.4.15 Для цеху фабрики «Рошен» за санітарними нормами:

- температура у виробничому приміщенні становить:  $t_{\text{в}} = 18^{\circ}$  ;
- відносна вологість:  $\varphi = 50\%$  .

3.4.16 Приймаємо температуру повітря на виході з випарника:  $t_{\text{в}} = 0^{\circ}\text{C}$ .

3.4.17 Відносна витрата зовнішнього повітря

$$K_0 = \frac{d_1 - d_{\text{в}}}{d_0 - d_1}, \quad (3.26)$$

$$K_0 = \frac{6,096 - 3,775}{9,113 - 6,096} = 0,769.$$

3.4.18 Ентальпія суміші



$$h_c = \frac{h_s + K_0 h_0}{1 + K_0}, \quad (3.27)$$

$$h_c = \frac{9,44 + 0,769 \cdot 47,023}{1 + 0,769} = 25,781 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3.4.19 Приймаємо  $t_{\text{відх}} = 33,77^\circ\text{C}$ .

3.4.20 Ефективність роботи теплового насоса, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{відх}} + 10}{273 + t_{\text{в}} - 10} - 1}, \quad (3.28)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{273 + 33,77 + 10}{273 + 0 - 10} - 1} = 5.$$

3.4.21 Холодильний коефіцієнт реального ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \varepsilon \eta_{\text{ТН}}, \quad (3.29)$$

де  $\eta_{\text{ТН}}$  - коефіцієнт корисної дії ТН. Згідно з [14] його величина прийнята рівною  $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ .

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = 5 \cdot 0,6 = 3.$$

3.4.22 Ентальпію відхідного повітря знаходимо за формулою

$$h_{\text{відх}} = h_0 + \frac{h_{2\text{в}} - h_2}{\varepsilon_{\text{ТН}} (K_0 + 1)} + \frac{h_1 - h_2}{K_0 + 1}, \quad (3.30)$$

$$h_{\text{відх}} = 47,023 + \frac{34,299 - 9,44}{3 \cdot (0,769 + 1)} + \frac{34,299 - 30,5}{0,769 + 1} = 53,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3.4.23 Вологовміст відхідного повітря знайдемо з матеріального балансу змішування потоків на вході у другу частину конденсатора

$$d_{\text{см}} = d_{\text{відх}} = \frac{K_0 d_1 + d_0}{K_0 + 1}, \quad (3.31)$$

$$d_{\text{см}} = d_{\text{відх}} = \frac{0,769 \cdot 6,096 + 9,113}{0,769 + 1} = 7,8 \frac{\text{г}}{\text{кг}}.$$

Перевіряємо температуру відхідного повітря по h-d - діаграмі за параметрами ( $h^{\text{відх}}$ ;  $d^{\text{відх}}$ ). Отримаємо  $t^{\text{відх}} = 33,77$  °C. Температура відхідного повітря така, яку ми задали на початку розрахунку.

#### 3.4.24 Ентальпія повітря на виході з випарника

$$h_b = h_2 - ((1 + K_0)(h_1 - h_{\text{свих}}) + (h^{\text{відх}} - h_0) + K_0(h^{\text{відх}} - h_{\text{вл}}))(\varepsilon_{\text{мн}} / (\varepsilon + 1)), \quad (3.32)$$

$$h_b = 34,299 - ((1 + 0,769)(30,5 - 25,781) + (53,96 - 47,023) + 0,769(53,96 - 30,5)) \times (3 / (3 + 1)) = 9,44 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Перевіряємо температуру повітря на виході з випарника по h-d - діаграмі за параметрами ( $h^{\text{в}}; \varphi$ ), де  $\varphi = 100$  %. Отримаємо  $t^{\text{в}} = 0$  °C.

Температура повітря на виході з випарника майже така, яку ми задали на початку розрахунку.

#### 3.4.25 Холодильний коефіцієнт всієї схеми

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{(h_0 - h_1)}{(h_2 - h^{\text{в}})} \varepsilon_{\text{мн}}, \quad (3.33)$$

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{(47,023 - 30,5)}{(34,299 - 9,44)} \times 1,99.$$

#### 3.4.26 Необхідна потужність повітроохолоджувача визначається за формулою:

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}} (h_0 - h_1), \quad (3.34)$$

$$Q_{\text{хол}} = 4,96 \times (47,023 - 30,5) = 81,954 \text{ кВт}.$$

#### 3.4.27 Потужність компресора ТН можна подати так

$$L = \frac{Q_{\text{хол}}}{\varepsilon_{\text{сх}}}, \quad (3.35)$$

$$L_{\text{кВт}} = \frac{81,954}{1,99} = 41,18 \text{ кВт}.$$

### 3.5 Висновки до розділу 3

1 Схема ТНС вентиляції в виробничому приміщенні з вологовиділенням в холодний період року характеризується високою енергетичною ефективністю внаслідок високих значень коефіцієнтів трансформації ТН і утилізації теплоти відпрацьованого повітря.

2 Для підтримання заданих комфортних умов в виробничому приміщенні з вологовиділенням в теплий або спекотний період року може бути використана тепло насосна система кондиціювання з рециркуляції відпрацьованого повітря через випарник ТН. Ця схема є ефективною, оскільки при цьому досягається більш високий холодильний коефіцієнт схеми та забезпечується її працездатність в більш широкому діапазоні параметрів зовнішнього повітря в спекотний період року.

#### 4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПРИПЛИВНОГО ТА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ У ВИРОБНИЧОМУ ПРИМІЩЕННІ ЦЕХУ КОНДИТЕРСЬКОЇ ФАБРИКИ «РОШЕН» В SOLIDWORKS

Даний розділ описує моделювання теплового режиму виробничого приміщення цеху фасування «Рошен». Головною метою є забезпечення комфортних та технологічно необхідних умов в середині виробничого приміщення. Підтримувати температуру повітря на оптимальному рівні - невід'ємне завдання багатьох кліматичних систем. Адже безконтрольна зміна температури повітря негативно впливає не тільки на здоров'я і самопочуття людей, але і на умови зберігання сировини та продукції, шкодить багатьом технологічним процесам, негативно позначається на збереженні товарів і продуктів.

Моделювання здійснювалося з використанням програмного забезпечення «SolidWorks», що дозволило наглядно зобразити результати моделювання та зробити важливі висновки. При виконанні роботи використовувалися наступні вихідні дані:

- 1) вологість повітря в приміщенні:  $\phi = 50\%$ ;
- 2) температура навколишнього повітря в спекотний період року для м. Києва [13]:  
 $t_{н.п} \text{ } ^\circ\text{C} = 28,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- 3) температура повітря у приміщенні:  $t_{п} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- 4) температура припливного повітря:  $t_{прип. пов} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- 5) необхідна масова витрата свіжого повітря:  $m = 4,96 \text{ кг/с}$ ;
- 6) параметри цеху:  $a \times b \times c = 87,7 \text{ м} \times 13 \text{ м} \times 9,3 \text{ м}$ ;
- 7) площа поверхні цеху:  $F = 1140 \text{ м}^2$ .

Дослідження моделі із найбільш оптимальним тепловим режимом здійснювалося при значеннях температури навколишнього середовища  $t_{н.п} = 28,7 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Розміри окремих елементів цеху «Рошен» наведені в таблиці 4. 1. У даного об'єкту вікон немає.

Таблиця 4. 1 – Розміри елементів цеху

Найменування	Кількість, шт	Розмір, м
Двері	6	6x3,5

Матеріали, які застосовуються при будівництві цеху, наведені в таблиці 4. 2.

Таблиця 4. 2 – Матеріали кожної складової цеху

Найменування	Матеріал
Стіни	бетон
Двері	нержавіюча сталь

Для прикладу була обрана стара будівля, у якій передбачається модернізація систем кондиціювання. Відомо, що товщина стін у старих будинках сягає 0,5...0,7 м. Для зручності моделювання припустимо товщину 0,5 м.

Надходження кількості теплоти від обладнання в виробничому приміщенні наведено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Потік теплоти, що надходить у цех від обладнання

Обладнання	Потік теплоти, що надходить у цех, кВт
Виробниче обладнання	10,5
Освітлювальні прилади	8,34

Згідно з даними замовника кількість теплоти, що надходить від виробничого обладнання, яке використовується у фасувальному цеху складає 10,5 кВт. Кількість теплоти, що надходить від освітлювальних приладів становить 8, 34 кВт.

Згідно з розрахунками для теплого періоду загальна кількість теплоти, що поступає до виробничого приміщення:  $\Sigma Q = 10,5 + 8,34 = 18,84 \text{ кВт}$ .

Опираючись на вихідні дані, побудуємо загальний вигляд цеху (рис. 4. 1). Для наочності на рис. 4. 2 зображений поздовжній розріз цеху.

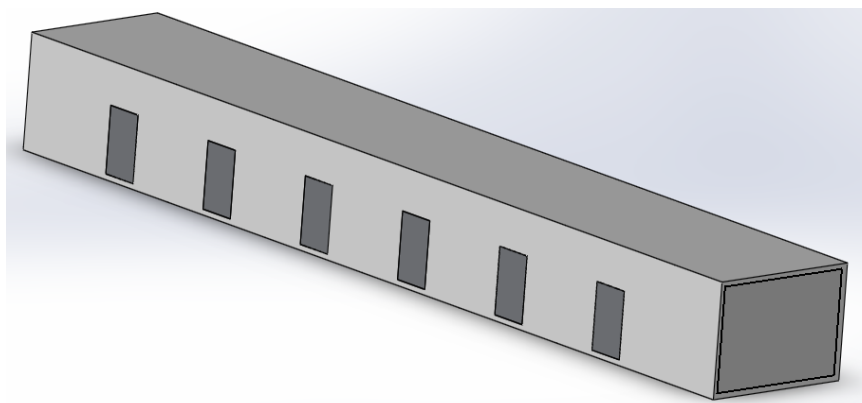


Рисунок 4. 1 – Загальний вигляд цеху

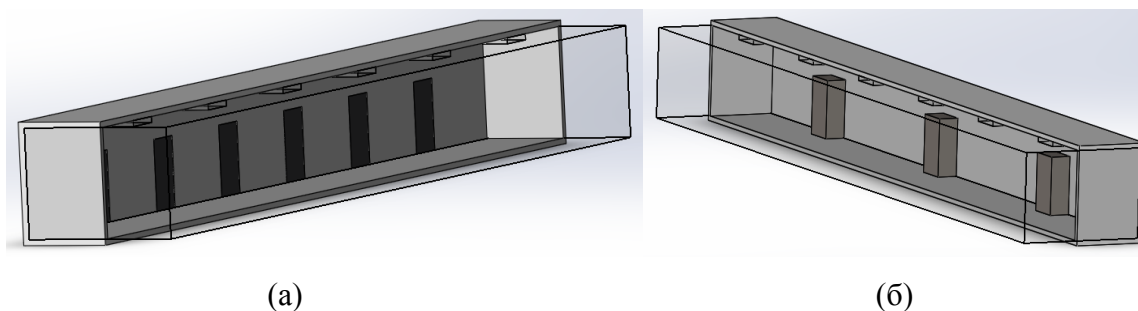


Рисунок 4. 2 – Розріз із зображенням внутрішньої (а) та зовнішньої (б) стіни

Висота виробничого приміщення від підлоги до стелі дорівнювала 9,3 м.

(а)

#### 4. 1 Схема із одним патрубком при верхньому підведенні та верхньому відведенні

Схема передбачає підведення та відведення повітря у верхній частині приміщення. Розташування припливного та витяжного патрубків зображено на рис. 4. 3.

Розміщення патрубків підводу повітря була обрана верхня зона приміщення. Таким чином можна уникнути великих швидкостей повітря у нижній зоні, адже це призводить до великого дискомфорту людей, які там знаходяться.



Рисунок 4. 3 – Розташування припливного (а) та витяжного (б) патрубків

Командою «Cut Plots» у програмі «Flow Simulation» зобразимо розподіл температури у поздовжньому перерізі. Результат зображений на рис. 4. 4.

Розподіл швидкості в приміщенні зображений на рис. 4. 5.

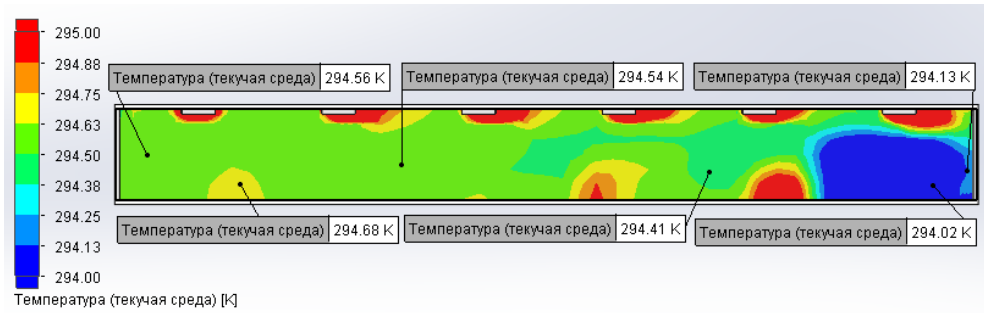


Рисунок 4. 4 – Розподіл температури

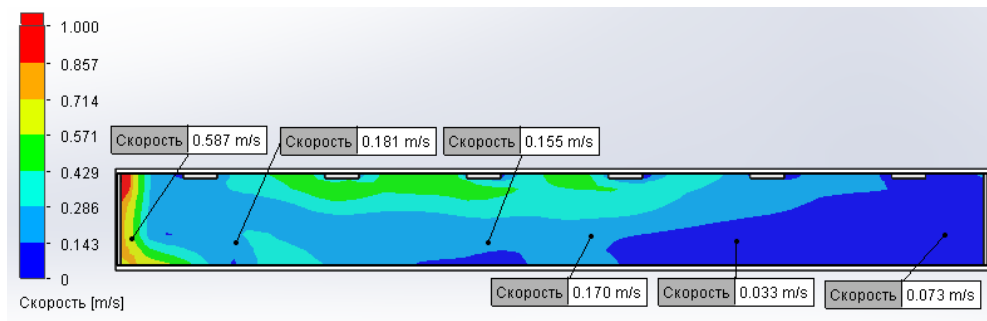


Рисунок 4. 5 – Розподіл швидкості

За санітарними нормами температура в цеху повинна бути приблизно 291 K, швидкість повітря в приміщенні не повинна перевищувати 0,3 м/с. Із рис. 4. 4 -4. 5 видно, що розподіл температури нерівномірний та такий, що не відповідає санітарним нормам. Також збільшимо кількість патрубків для більш рівномірного розподілу швидкості повітряного потоку (до 10).

#### 4. 2 Схема із десятима патрубками при верхньому підведенні та нижньому відведенні

Поперечний переріз приміщення із розміщенням патрубків підводу та відводу повітря представлений на рис. 4. 6.

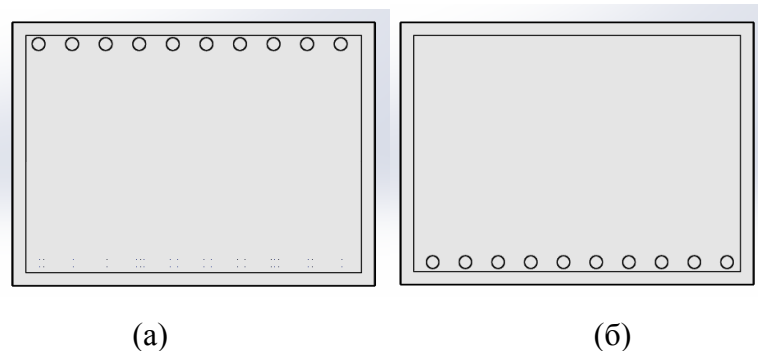


Рисунок 4. 6 – Розташування припливного (а) та витяжного (б) патрубків

Командою «Cut Plots» у програмі «Flow Simulation» зобразимо розподіл температури у поздовжньому перерізі. Результат зображений на рис. 4. 7.

Розподіл швидкості в приміщенні зображений на рис. 4. 8.

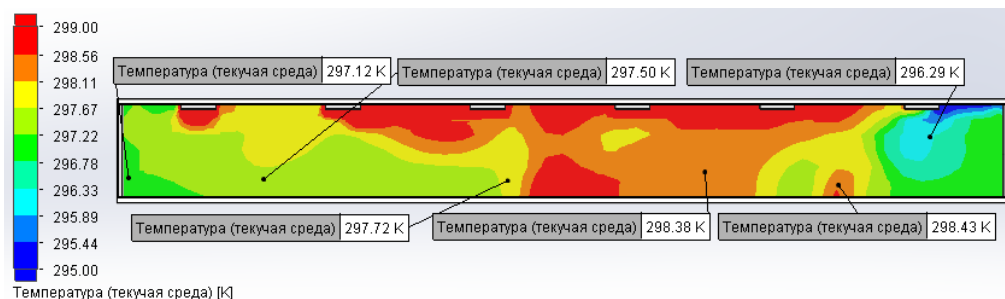


Рисунок 4. 7 – Розподіл температури

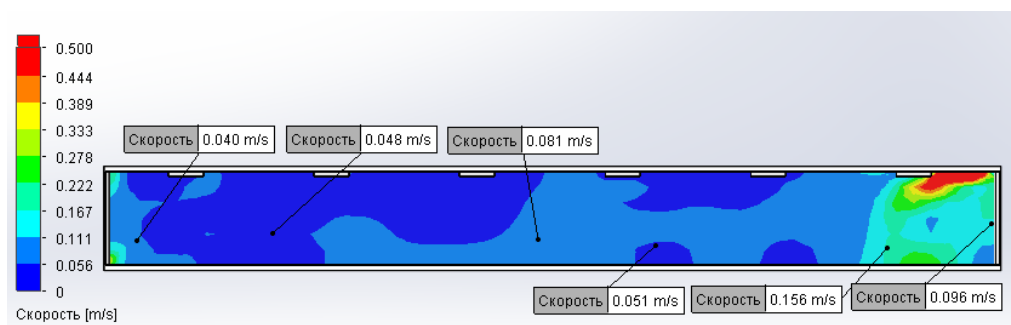


Рисунок 4. 8 – Розподіл швидкості

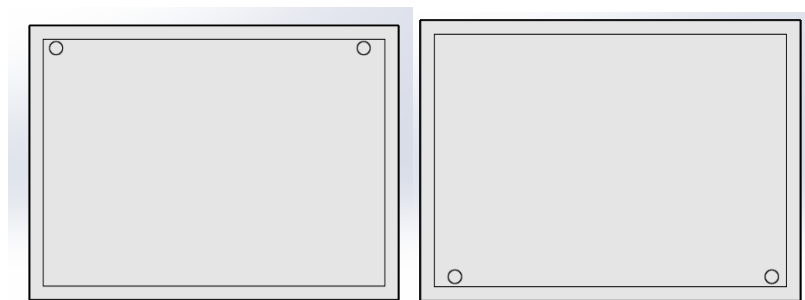
Із рис. 4.7 видно, що при збільшенні кількості патрубків підведення та відведення, розподіл температури в виробничому приміщенні нерівномірний та такий, що не відповідає санітарним нормам. Із рис. 4.8 видно, що розподіл швидкості в приміщенні – рівномірний та відповідає санітарним нормам. Для того, щоб розподіл температури в виробничому приміщенні відповідав санітарним нормам, зменшимо кількість патрубків підведення та відведення, та змінимо їх розташування..

#### 4. 3 Схема із двома патрубками при верхньому підведенні та нижньому відведенні

Поперечний переріз приміщення із розміщенням патрубків підводу та відводу повітря представлений на рис. 4.9.



(a)



(a)

(б)

Рисунок 4. 9 – Розташування припливного (а) та витяжного (б) патрубків

Командою «Cut Plots» у програмі «Flow Simulation» зобразимо розподіл температури у поздовжньому перерізі. Результат зображений на рис. 4. 10.

Розподіл швидкості в приміщенні зображений на рис. 4. 11.

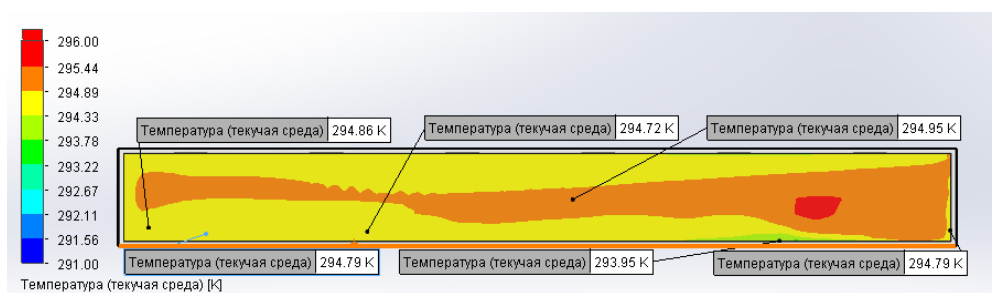


Рисунок 4. 10– Розподіл температури

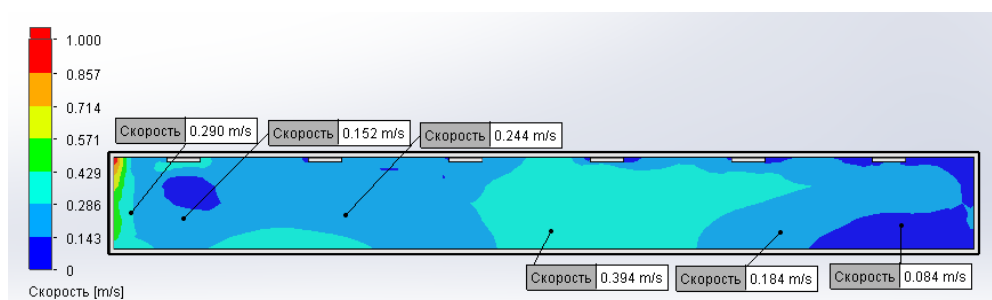


Рисунок 4. 11– Розподіл швидкості

Із рис. 4. 10 – 4. 11 видно, що результати моделювання найбільш задовольняють санітарно – гігієнічним нормам, ніж ті, що були розглянуті в п. 4. 1, п. 4. 2.

#### **4. 4 Висновки до розділу 4**

Схема з двома патрубками при верхньому підведенні та нижньому відведенні є найбільш оптимальною для використання у закритому приміщенні цеху «Рошен».

### **5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

Охорона праці – система збереження життя і здоров'я працівників у процесі трудової діяльності, що включає в себе правові, соціально-економічні, організаційно-технічні, санітарно-гігієнічні, лікувально-профілактичні, реабілітаційні та інші заходи. Всі норми трудового права спрямовані на захист інтересів всіх працюючих, на забезпечення умов праці, безпечних для життя й здоров'я робітників.

Метою магістерської дисертації є розробка системи вентиляції та кондиціонування виробничого корпусу кондитерської фабрики «Рошен» в м. Яготині. В розділі буде розглянуто основні заходи з охорони праці при експлуатації вентиляційного обладнання.

У відповідності до ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ основними потенційно шкідливими і небезпечними виробничими факторами при експлуатації вентиляційної установки є: підвищена напруга мережі, замикання якої може відбутися через тіло людини; підвищений рівень шуму і вібрації; недостатнє освітлення.

В даному розділі магістерської дисертації запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання, гігієни праці і виробничої санітарії та вирішені питання пожежної безпеки і профілактики.

#### **5.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання**

У ході проведення робіт у приміщенні вентиляційної проектом передбачені наступні технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації технологічного обладнання:

1. У вентиляційного обладнання відсутні відкриті частини, що обертаються.
2. Розміщення обладнання запроектовано з додержанням необхідних проходів між будівельними конструкціями з урахуванням виконання монтажних, ремонтних та експлуатаційних робіт.

3. Монтаж системи вентиляції виконується згідно з СНиП 3.05.01-85 [19] і технічних умов на обладнання.
4. Трубопроводи теплопостачання калориферів вентиляційних установок, що розміщені у вентиляційній покриті теплоізоляцією із шару мінераловатних на фенольний зв'язці, що не тільки запобігає тепловтратам, але й також виключає можливість одержання опіку персоналу, що знаходиться у приміщенні вентиляційної.
5. Керування вентилятором та іншими складовими вентиляційної установки відбувається з пульту керування, що розміщено у вентиляційній.
6. Кабелі підключення вентиляційної установки до електричної мережі ізолювані. Вибір ізоляції здійснювався з розрахунку 1 кОм на 1 В напруги. Таким чином, кабелі вентиляційної установки виконані в ізоляційному корпусі з робочим опором не менше 380 кОм.
7. Опір ланцюга заземлення повинен періодично перевірятися, його значення не повинно перевищувати 0,1 Ом.
8. Автоматичний вимикач і розетка встановлені на панелі захисту і розташовані на стіні поблизу від установки.
9. Експлуатація установки проводиться в приміщенні без підвищеної небезпеки (у приміщенні з допустимим рівнем вологості й без струмопровідного пилу).
10. Всі внутрішні розводки кабелів живлення розташовані за захисними панелями.
11. Всі внутрішні кабелі ізолювані.
12. Нульовий провід прокладено так, щоб виключити можливість обриву; у нульовому проводі забороняється ставити запобіжники, вимикачі й інші прилади, здатні порушити його цілісність. Провідність нульового проводу становить не менше 50 % провідності фазного проводу.

#### 5.1.1 Електробезпека

Робочі приміщення згідно вимогами ПУЕ відносяться до приміщень з підвищеною небезпекою ураження персоналу електричним струмом.

Живлення електроустаткування здійснюється від п'ятипровідної електромережі (50 Гц, 220/380В) з глухо заземленою нейтраллю та зануленням і використанням автощитів максимального струмового захисту та ПЗВ.

Розрахунок електромережі на вимикаючу здатність при аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації.

Розрахуємо струм короткого замикання при аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації

$$I_{\kappa 3} = \frac{U_m}{\sqrt{(R_\phi + R_n)^2 + (x_\phi + x_n)^2 + Z_{m/3}}}, \text{ A} \quad (5.1)$$

де  $U_m$  – напруга, В;

$R_\phi$  – активна складова опору фази, Ом;

$R_n$  – активна складова опору нульового проводу, Ом;

$x_\phi$  – індуктивна складова опору фази, Ом;

$x_n$  – індуктивна складова опору нульового проводу, Ом;

$Z_{m/3}$  – еквівалентний опір трансформатора, Ом.

$$I_{\kappa 3} = \frac{380}{\sqrt{(3+3)^2 + (0,7+0,7)^2 + 0,15}} = 60,21 \text{ A}.$$

Обчислимо кратність струму короткого замикання до струму номінального спрацювання, якщо

$$k = \frac{I_{\kappa 3}}{I_{\text{ном.еф}}} \quad (5.2)$$

$$k = \frac{60,21}{30} = 2,01,$$

$$k = 2,01 > 1,4 (I_{\kappa 3} < 100 \text{ A}).$$

Розрахуємо максимальну напругу при аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації.

$$U_{\kappa \text{ max}} = I_{\kappa 3} \cdot R_n, \quad (5.3)$$

$$U_{\kappa \text{ max}} = 60,21 \cdot 4 = 240,84 \text{ В}.$$

Ця напруга повинна відповідати умові:

$$U_{\kappa \text{ max}} < U_{\text{дон}},$$

$$240,84 \text{ В} < 500 \text{ В}.$$

Отже, вимикання мережі при аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації відповідає вимогам ГОСТ 12.1.038.81 щодо безпечної роботи персоналу.

Згідно з ГОСТ 12.2.007.0-75 мережа відноситься до ОІ та І класу з електрозахисту.

Живлення двигуна вентилятора відбувається за допомогою три провідної електричної мережі з ізолюваною нейтраллю. Живлення системи керування та автоматизації відбувається за допомогою чотири провідної електричної мережі з глухозаземленою нейтраллю та зануленням.

## 5.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці і виробничої санітарії

Згідно ДСН 3.3.6.042-99 під забезпеченням нормативних параметрів мікроклімату в робочій зоні виробничих приміщень розуміють клімат їхнього внутрішнього середовища, що визначається в сумарній дії на організм людини температури, вологості і швидкості руху повітря.

У виробничих приміщеннях клімат повинен відповідати наступним санітарним нормам:

- температура повітря  $18 \pm 2^\circ\text{C}$ ;
- відносна вологість повітря – 40-60%;
- швидкість руху повітря – 0,2-0,3 м/с.

Відповідно до інтенсивності виконуваних рухів людиною, що працює фасувальником кондитерських виробів, роботи відносяться до категорії – середньої важкості Па.

Оптимальні та допустимі параметри мікроклімату для цих умов наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 - Параметри мікроклімату відповідно до ДСН 3.36042-99

Період року	Оптимальні			Допустимі		
	$t, ^\circ\text{C}$	$W, \%$	$V_{\text{м}} \text{ м/с}$	$t, ^\circ\text{C}$	$W, \%$	$V_{\text{м}} \text{ м/с}$
Теплий	21-23	40-60	0,3	18-27	65 при $26^\circ\text{C}$	0,2-0,4
Холодний	19-21	40-60	0,2	17-23	75	не більше 0,3

Отже, температура у виробничих приміщеннях задовольняє допустимі параметри, а вологість і швидкість повітря – оптимальні, тому необхідності у коригуванні мікроклімату немає.

### 5.2.1 Виробниче освітлення

Оскільки установка призначена для експлуатації в закритому приміщенні, у проекті розглядається тільки штучне освітлення.

Штучне освітлення приміщень здійснюється системою загального або комбінованого освітлення. Зорові умови праці при штучному освітленні характеризуються найменшим

об'єктом розпізнавання, розрядом і під розрядом зорових робіт, контрастом об'єкту розпізнавання з фоном, системою освітлення. Нормативними показниками штучного освітлення є: величина освітленості, показники засліпленості або дискомфорту, коефіцієнт пульсації освітленості. Нормовані значення штучного освітлення наведено в ДБН В2.5-28-2006. Згідно з ДБН В2.5-28-2006 робота в приміщенні відноситься до VI категорії зорових робіт, а отже у будь-якій точці приміщення вентиляційної освітленість має складати не менше 200 лк.

В умовах експлуатації вентиляційної установки повинно бути забезпечене загальне освітлення. Для освітлення необхідно застосовувати газорозрядні лампи з рівномірним розподілом плафонів по стелі приміщення, щоб у будь-якій точці освітленість складала не менше 300 лк. Дана умова виконується.

### 5.2.3 Захист від виробничих вібрацій

Вібрації – це механічні коливання пружинних тіл або механічні коливальні рухи виробничої системи.

Джерелом вібрації в умовах, які розглядаються в проекті є вентилятор, що відповідає нормам ДСН 3.3.6.039-99.

Для зменшення дії вібрацій на працюючих місцях, проектом передбачено, що монтаж вентиляційної установки необхідно проводити на «віброгасники» – спеціальні гумові вставки, за допомогою яких гасяться вібрації вентилятора.

## 5.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

### 5.3.1 Оповіщення та евакуація

Згідно ст. 27 ПКМ від 15.02. 99 N 192 "Положення про організацію оповіщення і зв'язку у надзвичайних ситуаціях" передбачено:

- встановлення електросирен з можливістю централізованого запуску (місце встановлення: газова котельня);
- обладнання всіх виробничі, службові та адміністративні приміщення радіотрансляційними точками (радіоприймачами відповідного діапазону для районів, де немає проводового мовлення) для гарантованого приймання програм державного радіомовлення;
- безперешкодний допуск працівників, які здійснюють експлуатаційно-технічне обслуговування апаратури і технічних засобів оповіщення та зв'язку ЦО, за пред'явленими ними посвідченнями особи на територію та в приміщення своїх підприємств, установ і

організацій для проведення ремонту або інших робіт, пов'язаних з технічною експлуатацією та обладнанням систем оповіщення.

Готовність систем оповіщення забезпечено шляхом:

- організованої цілодобової чергової операторів котельні;
- налагодження телефонного зв'язку чергових служб котельні з оперативно-черговою службою пункту управління облдержадміністрації та черговими службами органів Державної служби з надзвичайних ситуацій в місті Бориспіль;
- завчасної підготовки персоналу чергових служб до дій у надзвичайних ситуаціях;
- впровадження автоматизованих систем оповіщення з використанням сучасних технологій;
- якісного експлуатаційно-технічного обслуговування апаратури і технічних засобів оповіщення та системи зв'язку.

### 5.3.2 Дії персоналу при надзвичайних ситуаціях

Відповідно до вимог Кодексу цивільного захисту України робочим проектом передбачено комплекс технічних заходів з забезпечення підготовки персоналу до дій у надзвичайних ситуаціях за умовою регламентної експлуатації котельні. Серед них:

- планування та здійснення необхідних заходів для захисту своїх працівників, об'єктів господарювання;
- розроблення планів локалізації та ліквідації аварій з подальшим погодженням з Державною службою України з надзвичайних ситуацій;
- підтримання у готовності до застосування сил і засобів із запобігання виникненню та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій;
- створення та підтримання матеріальних резервів для попередження та ліквідації надзвичайних ситуацій;
- забезпечення своєчасного оповіщення своїх працівників про загрозу виникнення або при виникненні надзвичайної ситуації.

Згідно, Кодексу цивільного захисту України, основною особливістю дій малих підприємств при загрозі або виникненні надзвичайних ситуацій є в першу чергу захист персоналу та відвідувачів. Виходячи з ст. 130 Кодексу цивільного захисту України, для котельні, як для підприємства з чисельністю персоналу 50 осіб і менше, передбачено:

- розробка та затвердження інструкцій щодо дій при загрозі або виникненні надзвичайних ситуацій. Розробка інструкції не повинна суперечити положенням та вимогам Кодексу цивільного захисту України. Інструкція розробляється та підписується посадовою

особою підприємства з питань цивільного захисту, затверджується керівником підприємства та доводиться до всіх працівників під підпис;

- розробка та затвердження плану евакуації при пожежі або загрозі вибуху;
- внесення до посадових інструкцій працівників деяких конкретних заходів, що не відображені в нормативних документах підприємства;
- розробка та інформування всіх працівників з Порядком цілодобового оповіщення керівництва та працівників у випадку загрози або виникнення надзвичайної ситуації. Всі працівники підприємства повинні бути навчені діям, чітко знати свої обов'язки та неухильно їх виконувати. Це також стосується адміністрації малого підприємства, яка в екстремальній обстановці не може приймати помилкові рішення або віддавати необґрунтовані розпорядження. Уникнути цього дозволить якісно розроблена Інструкція щодо дій персоналу малого підприємства при загрозі або виникненні надзвичайних ситуацій, наведена нижче.

### 5.3.3 Пожежна безпека та профілактика

Пожежна безпека забезпечується: системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту, організаційно-технічними заходами.

У приміщенні може виникнути пожежа у випадку порушення ізоляції електропроводів й устаткування при короткому замиканні, при порушенні правил пожежної безпеки, при порушенні правил експлуатації електроустановок. У приміщенні експлуатації знаходяться наступні пожежонебезпечні матеріали: складові частини вентиляційного устаткування – електро - й теплоізоляція установки. Приміщення згідно з НАПБ Б.03.002-2007 відноситься до категорії "В", а робочі зони згідно з ДНАОП 0.00-1.32-0 відносяться до класу П-П-а з пожежонебезпеки.

Існує можливість пожежі при короткому замиканні в системі електроживлення. Для усунення можливості запалення, живлення електричною енергією відбувається через щиток, на якому встановлені автоматичні вимикачі. При підвищенні струму вище допустимого значення (5А), відбувається відключення електронної техніки від загальної мережі електроживлення. Кабелі електропроводки захищені негорючою ізоляцією. Згідно вимог ДБН В.2.5-13-98 у приміщенні передбачена система автоматичної пожежної сигналізації.

У повітрі приміщення немає ніяких вибухонебезпечних паро- і газоповітряних сумішей. Для евакуації людей з приміщення використовується один евакуаційний вихід, розроблена схема шляхів евакуації при пожежі, яка розташована на стіні біля дверей виходу.

Приміщення, де розташовані кабельні комунікації, має II ступінь вогнестійкості з межею вогнестійкості 0,75 ч. (СНиП 2.01.02-85).



Відповідно до вимог, розглянуте приміщення категорії "Д" не входить у перелік приміщень, що підлягають устаткуванню автоматичними установками пожежогасіння. Згідно вимог ISO 3941-77 та ДСТУ 3675-98, із засобів пожежогасіння в приміщенні необхідна наявність одного вогнегасника типу ОУ-8 (1 шт.).

У приміщенні передбачений вільний доступ до виходу на випадок евакуації.

Мінімальний час евакуації, ширина евакуаційних виходів та проходів, максимальна віддаленість робочих місць від евакуаційних виходів відповідають вимогам ДБН В.1.1-8-2002, СНиП 1.01.02-85 та СНиП 2.09.02-85.

Система протипожежного захисту відповідає НАПБА.01.001-95 – Правила пожежної безпеки в Україні.

#### **5.4 Висновки до розділу 5**

1 Вимикання мережі при аварійному режимі роботи системи керування та автоматизації відповідає вимогам ГОСТ 12.1.038.81 щодо безпечної роботи персоналу.

2 Для освітлення застосовувати газорозрядні лампи з рівномірним розподілом плафонів по стелі приміщення, щоб у будь-якій точці освітленість складала не менше 300 лк.

3 Система протипожежного захисту відповідає НАПБА.01.001-95 – Правила пожежної безпеки в Україні.

## **6 СТАРТАП-ПРОЕКТ**

### **6.1 Загальні положення ідеї стартап - проекту**

Стартап як форма малого ризикового підприємництва впродовж останнього десятиліття набула широкого розповсюдження у світі через зниження бар'єрів входу в ринок. Із появою Інтернету як інструменту комунікацій та збуту стало простіше знаходити споживачів та інвесторів, займатись пошуком ресурсів, перетинати кордони між ринками різних країн. Такий підхід вважається однією із наріжних складових інноваційної економіки, оскільки за рахунок мобільності, гнучкості та великої кількості стартап - проектів загальна маса інноваційних ідей зростає.

Проте, створення та ринкове впровадження стартап - проектів відзначається підвищеною мірою ризику, ринково успішними стає лише невелика частка, що за різними оцінками складає від 10% до 20%. Ідея стартап - проекту не може бути взята окремо. Головним завданням керівника проекту на початковому етапі його існування є перетворення ідеї проекту у працюючу бізнес - модель, що починається із формування концепції товару (послуги) для визначеної клієнтської групи за наявних ринкових умов.

Розроблення та виведення стартап - проекту на ринок передбачає здійснення низки кроків, в межах яких визначають ринкові перспективи проекту, графік та принципи організації виробництва, фінансовий аналіз та аналіз ризиків і заходи з просування пропозиції для інвесторів. Етапи розроблення стартап - проекту доцільно подати як узагальнену послідовність певних кроків.

## 6.2 Опис ідеї застосування схем роботи теплонасосної системи (ТНС) для кондиціювання виробничого приміщення з вологовиділенням

В літній період система кондиціювання у виробничих приміщеннях є невід'ємною частиною систем забезпечення комфортних або технологічно необхідних умов в середині цих приміщень. Підтримувати мікроклімат в приміщенні, забезпечуючи відповідність заданих параметрів можливо за допомогою цілого комплексу технічних засобів, об'єднаного під загальною назвою «система кондиціювання повітря». Сучасні системи кондиціювання дуже різноманітні за технічними характеристиками і варіантністю виконання. Спільним є призначення: створювати і підтримувати необхідні параметри повітря (температуру, відносну вологість). Підтримувати температуру та вологість повітря на оптимальному рівні - невід'ємне завдання багатьох кліматичних систем. Адже безконтрольна зміна температури та вологості повітря негативно впливає не тільки на здоров'я і самопочуття людей, але і на умови зберігання сировини та продукції, шкодить багатьом технологічним процесам, негативно позначається на збереженні товарів і продуктів. Тому в таких приміщеннях дуже важливо підтримувати температуру та вологість в приміщенні на оптимальному рівні. Це означає, що система кондиціювання повинна мати обладнання і для охолодження, і для осушення повітря. У традиційних схемах, для підтримання оптимальної температури та відносної вологості, крім кондиціонера використовують осушувачі повітря. Але осушувачі – це енергозатратне обладнання. Тому ми пропонуємо використовувати схеми теплонасосних систем кондиціювання з рециркуляцією відпрацьованого повітря через випарник ТН.

Таблиця 6.1 - Основні ідеї стартап - проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Підвищення ефективності роботи ТНС кондиціювання виробничого приміщення з вологовиділенням	Різні об'єкти промисловості, де необхідно підтримувати певний мікроклімат (відносну вологість, температуру повітря): цехи, склади.	Підтримання встановленої нормами: відносну вологість, температуру повітря в середині приміщення в залежності від періоду року.
		Регулювання долі свіжого повітря, в залежності від температури навколишнього середовища та відносної

		вологості.
--	--	------------

### 6.3 Кондиціонери

Для забезпечення необхідної потужності для охолодження внутрішнього повітря приміщення в теплий період року вибираю вертикальні моноблочні кондиціонери Compactair виробництва фірми Lennox.

Переваги установки:

- збереження архітектурного вигляду: агрегат повністю внутрішньої установки;
- компактність;
- природне охолодження і підмішування, зовнішнього повітря;
- низький рівень шуму;
- гнучкість застосування;
- найкраща ефективність на ринку.

Вибір здійснюю згідно з визначеними втратами холоду приміщення, витратами теплоти на вентиляцію та розрахунками повітрообміну. Оскільки температура в приміщеннях корпусу однакова, а витрати на підігрів вентиляційного повітря та його охолодження у кожному з них теж приблизно однакові, робимо висновок, що тепло- і холодопродуктивність можна рівномірно розподілити між декількома кондиціонерами. Отже, необхідно визначити кількість кондиціонерів, враховуючи, що:

- сумарна витрата тепла на вентиляцію (теплова потужність) становить 165,1 кВт;
- необхідна сумарна витрата холоду 79,3 кВт;
- необхідна об'ємні витрати повітря для цеху фасування - 14000 м<sup>3</sup>/год.

Згідно каталогу [20] вибираю кондиціонери типорозміру 40S у кількості 4 шт. Технічні характеристики моноблоку наведено у табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Технічні характеристики моноблочного кондиціонера Compactair 40S

<b>Охолодження</b>		
Холодопродуктивність бруто	кВт	42
Холодильний коефіцієнт EER бруто	-	2,6
Споживана потужність	кВт	15,9
<b>Тепловий насос</b>		
Теплопродуктивність нетто	кВт	42
Коефіцієнт енергоефективності COP нетто	-	3
Споживана потужність	кВт	14
<b>Холодильний контур</b>		

Кількість компресорів / Кількість контурів	-	1/1
Маса ходильного агента в контурі (приблизна)	кг	9,2
<b>Повітрооброблююча секція</b>		
Мінімальна витрата повітря	м³/год	6950
Максимальна витрата повітря	м³/год	9050
Максимальний статичний тиск	Па	327
<b>Конденсаторна секція</b>		
Номінальна витрата повітря	м³/год	11700
Максимальний статичний тиск	Па	192
<b>Шумові характеристики</b>		
Рівень звукової потужності вентилятора конденсатора (приток)	дБ(А)	84
Рівень звукової потужності, що випромінюється в приміщення	дБ(А)	80
Рівень звукової потужності припливного вентилятора	дБ(А)	83

Зовнішній вигляд кондиціонера показано на рис. 6.1.



Рисунок 6.1 – Зовнішній вигляд вертикального моноблочного кондиціонера Compactair виробництва фірми Lennox

#### 6.4 Осушувач повітря

Застосування осушувача в системі кондиціювання даного об'єкту обумовлюється вимогами підтримання в приміщенні будівлі певного мікроклімату, який необхідний для дотримання умов зберігання кондитерської продукції.

Для вибору використовую каталог фірми Munters [21], яка добре зарекомендувала себе на ринку продукції цього типу. Особливостями осушувачів цієї компанії є:

- висока ефективність осушування повітря навіть при температурі нижче 0 °C;
- передова роторна технологія – висока продуктивність при низьких експлуатаційних затратах;
- внутрішньо герметизований роторний вузол – осушення до низьких точок роси;
- корпус ротора виготовлено з міцної пластмаси – корозійно-стійка конструкція;
- раціонально сконструйована електрична система – підвищена надійність.

Головною характеристикою осушувача є продуктивність, яка показує кількість води, що видаляється за певний час при визначеній температурі. Тому вибір буде здійснюватися

саме за нею. Згідно з попередніми розрахунками надходження вологи до приміщення:

$$\Sigma W = 0,0018 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 6,48 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

За діаграмами продуктивності осушувачів (одна з яких показана на рис. 6.2), поданими в каталозі, за  $t_{\text{вн}} = 18^\circ\text{C}$  і  $\phi_{\text{вн}} = 50\%$  вибираю модель ML 1100, продуктивність якої складає 6,8 кг вол./год.

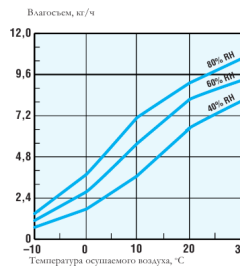


Рисунок 6.2 – Діаграма продуктивності осушувача Munters серії ML

Технічні характеристики осушувача наведені в таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Технічні характеристики осушувача повітря Munters ML 1100

<b>Повітря, що оброблюється</b>		
Номінальна витрата повітря	м³/год	1100
Статичний тиск	Па	300
Потужність електродвигуна вентилятора	кВт	1,1
<b>Реактиваційне повітря</b>		
Номінальна витрата повітря	м³/год	408
Статичний тиск	Па	300
Потужність електродвигуна вентилятора	кВт	0,55
<b>Силкові характеристики</b>		
Загальна потужність	кВт	12,75
Струм:		
230 В 3~ 50Гц	А	34,4
380 В 3~ 50Гц	А	20,8
400 В 3~ 50Гц	А	19,8
<b>Нагрівач реактиваційного повітря</b>		
Потужність нагрівача	кВт	11,1
Температура нагріву	°C	95
<b>Інше</b>		
Робоча температура	°C	-20/+40
Робоча потужність приводного електродвигуна	кВт	10
Макс. Рівень шуму (без повітропроводу)	дБ(А)	80
Стандартний повітряний фільтр	-	EU3
Клас захищеності IEC (пристрою)	-	IP44
Клас захисту за IEC (електричної панелі)	-	IP54
Клас ізоляції обмотки електродвигуна вентилятора	-	F
Клас ізоляції обмотки приводного електродвигуна	-	F

Температура спрацьовування захисту від перегріву	°C	180±5
Номінальне навантаження: реле дистанційного увімкнення	2А, 250В (макс.)	
контакт аварійної сигналізації	2А, 250В (макс.)	
Напруга управління	В	24

Зовнішній вигляд осушувача показано на рис. 6.3.



Рисунок 6.3 – Зовнішній вигляд осушувача повітря Munters ML 1100

Принцип роботи осушувача зображено на рис. 6.4.

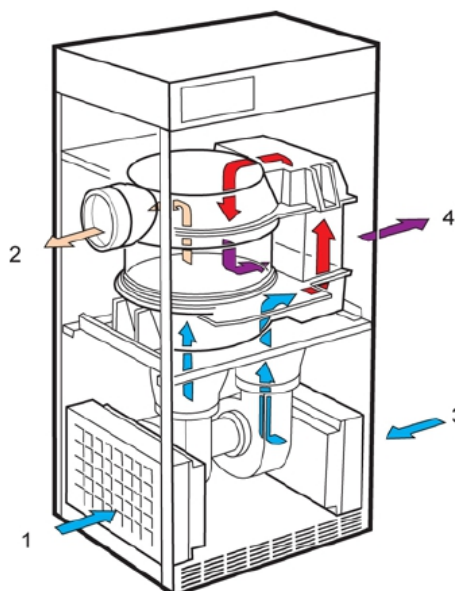


Рисунок 6.4 – Принцип роботи осушувача: 1 – повітря, що осушується; 2 – сухе повітря; 3 – повітря реактивації; 4 – вологе повітря

Абсорбційний ротор складається з багаточисельних вузьких паралельних повітряних каналів з композиційного матеріалу, який ефективно поглинає і утримує водяну пару.

Ротор контактує з різними повітряними потоками в різних секторах. Повітряний потік, призначений для осушення, називається повітрям, що осушується (1); воно проходить через найбільший сектор ротора. Волога повітря, що осушується, осідає на конструкції ротора, і це повітря покидає ротор в якості сухого повітря (2). Завдяки повільному обертанню ротора повітря, що осушується, завжди потрапляє у сухе відділення ротора, чим забезпечується неперервність процесу осушення.

Повітряний потік, який слугує для реактивації (осушення) структури ротора, називається повітрям реактивації (3); воно нагрівається в першу чергу. Проходячи через найменший сектор ротора у напрямку, протилежному напрямку повітря, що осушується, повітря реактивації видаляє осаджену вологу і покидає ротор в якості вологого повітря (4) – теплового вологого повітря.

Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту наведені в табл. 6.4.

Таблиця 6.4 – Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

Техніко-економічні характеристики ідеї	Концепції конкурентів		W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
	Мій проект (кондиціонер)	Конкурент (кондиціонер+осушувач)			
Надійність, довговічність, ремонтоздатність	+	+	-	-	+
Екологічність	+	+	-	-	+
Дешевизна обладнання	+	-	-	-	+
Безпека	+	+	-	-	+

Традиційні схеми теплонасосних систем кондиціювання в виробничих приміщеннях потребують кондиціонер та осушувач повітря, запропонована нами схема теплонасосних систем кондиціювання з рециркуляції відпрацьованого повітря через випарник ТН потребує використання лише кондиціонера. Не треба купувати додатково осушувач повітря, це економічно – вигідно.

Характеристика потенційних клієнтів стартап - проекту наведена в табл. 6.5.



Таблиця 6.5 - Характеристика потенційних клієнтів стартап - проекту

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
Підвищення ефективності роботи ТНС кондиціонування виробничого приміщення з воловиділенням	Різні об'єкти промисловості, де необхідно підтримувати певний мікроклімат (відносну вологість, температуру повітря): цехи, склади.	Всі потенційні групи клієнтів однаковою мірою зацікавлені в підвищенні показників економічної та технологічної ефективності та безпеки	Економічно-вигідна ТНС кондиціонування

### 6.5 Висновки до розділу 6

З проведеного вище опису і аналізу схем теплонасосних систем кондиціонування в виробничому приміщенні можна зробити наступні висновки:

В даного проекту є можливість комерціалізації проекту, оскільки наявний попит, динаміка ринку, рентабельність роботи на ринку. Вагомою перевагою такої системи кондиціонування є невисока вартість, порівняно з аналогами, а також доступність на ринку та простота використання, що є дуже важливими факторами на сьогоднішній день. Також є перспективи впровадження з огляду на потенційні групи клієнтів, бар'єри входження, стан конкуренції, конкурентоспроможність проекту.

Даний проект має великі шанси здобути велику цільову аудиторію споживачів.

Для ринкової реалізації проекту доцільно обрати саме таку теплонасосну систему кондиціонування виробничого приміщення в літній період року.

## ВИСНОВКИ

У магістерській дисертації було розглянуто ефективність схем теплонасосних систем вентиляції та кондиціювання повітря в виробничому приміщенні у холодний та спекотний періоди року відповідно. Виконаний термодинамічний аналіз використання теплонасосних систем вентиляції виробничого приміщення з використанням рециркуляції відпрацьованого повітря та з використанням рекуператора теплоти. Виконаний термодинамічний аналіз використання теплонасосної системи вентиляції в виробничому приміщенні з вологовиділенням. Досліджена термодинамічна ефективність теплонасосної системи кондиціювання виробничого приміщення з вологовиділенням з рециркуляції відпрацьованого повітря через конденсатор ТН та випарник ТН.

Актуальність роботи полягає у тому, що нині питання енергоефективності та енергозбереження вважається головним в галузі енергетики. Теплові насоси є одними із найбільш перспективних технологій, що мають на меті зменшити використання первинних енергоресурсів, скоротити викиди шкідливих речовин в атмосферу, а також забезпечити надійність, безшумність та безпеку роботи такої системи. Все більше уваги приділяється енергозберігаючим технологіям, що використовують відновлювальні джерела енергії. Європейські країни мають на меті до 2020 року забезпечити частку альтернативних джерел енергії на рівні 20 % від всього енергоспоживання, і теплонасосні технології займають провідне місце у даній стратегії.

У роботі проведено короткий огляд проблем використання теплонасосної технології в Україні. Проаналізовано перспективи їх впровадження, адже ціни на електричну енергію та природний газ постійно підвищуються. Це сприятиме зростанню рівня економічної конкурентоспроможності теплових насосів порівняно з існуючими джерелами теплоти на природному газі та електричній енергії, що приведе до їх широкого впровадження у нашої країні у слід за іншими розвинутими країнами світу. Використання ТНУ дозволить знизити витрати у житлово-комунальному секторі, підвищити екологічність та знизити обсяги викидів парникових газів у атмосферу, а також витіснити з енергетичного балансу країни значну кількість природного газу, що дозволить зменшити залежність від його постачання.

Задля визначення теоретичних засад ефективного використання теплонасосних систем вентиляції та кондиціювання було проведено детальний термодинамічний та енергетичний порівняльні аналізи. Зроблені наступні висновки:

1 Наведені дані свідчать про те, що одним із перспективних напрямків теплонасосних технологій є система кондиціювання, головним завданням якої є забезпечення комфортних або технологічно необхідних умов в середині виробничого приміщення в літній період року та підтримка заданого тепловологісного режиму - це є важливою та водночас складною задачею.

2 Застосування сучасних повітряних теплових насосів для кондиціювання виробничих приміщень дозволяє поєднати в одній установці процес кондиціювання та осушення припливного та утилізації відпрацьованого повітря, що робить систему більш простою та економічною.

3 Використання теплового насоса в системах вентиляції повітря в холодний період року в виробничих приміщеннях дозволяє забезпечити комфортні умови роботи приміщення з достатньо високою термодинамічною ефективністю.

4 Схема ТНС вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря приводить до зниження коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС вентиляції. З наявністю рекуператора в схемі з'являється допоміжне зниження коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС вентиляції. Зробивши термодинамічний аналіз двох схем ТНС вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря та ТНС вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря та рекуператором, зробили висновок, що при наявності рекуператора вплив ККД ТН проявляється в меншій мірі, ніж при рециркуляції відпрацьованого повітря. Схема ТНС вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляції відпрацьованого повітря має більшу ефективність, ніж схема ТНС вентиляції з використанням тільки рециркуляції відпрацьованого повітря.

5 Схема ТНС вентиляції в виробничому приміщенні з вологовиділенням в холодний період року характеризується високою енергетичною ефективністю внаслідок високих значень коефіцієнтів трансформації ТН і утилізації теплоти відпрацьованого повітря.

6 Для підтримання заданих комфортних умов в виробничому приміщенні з вологовиділенням в теплий або спекотний період року можуть бути використані теплонасосні системи кондиціювання з різними варіантами рециркуляції відпрацьованого повітря (через конденсатор або випарник ТН). В результаті проведеного термодинамічного аналізу було встановлено, що друга схема є більш ефективною, оскільки при цьому досягається більш високий холодильний коефіцієнт схеми та забезпечується її працездатність в більш широкому діапазоні параметрів зовнішнього повітря в спекотний період року.

7 Використання схеми із двома патрубками при верхньому підведенні та нижньому відведенні забезпечує рівномірний розподіл температури та швидкості повітря у виробничому приміщенні.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Мацевитый Ю.М. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю.М. Мацевитый, Л.С. Богданович, А.С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – №3. – С. 20-31.
2. Гусев В.М. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебник для вузов/ В.М. Гусев, Н.И. Ковалев, В.П. Попов, В.А. Потрошков, под ред. В.М. Гусев. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1981. – 343 с
3. Дубовський С.В. Сучасний стан, техніко-економічні передумови та перспективи розвитку систем низькотемпературного забезпечення на основі теплових насосів / С.В. Дубовський // Відновлювальна енергетика. – 2007. – №4. – С. 19-24.
4. Бутузов В.А., Перспективы применения тепловых насосов / В.А. Бутузов // Промышленная энергетика.-2005.-№10.-с.5-7
5. Ефимов Н.Н. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении промышленных и коммунальных предприятий / Н.Н. Ефимов, П.А. Малышев // Теплоэнергетика.– 2009. – №11. – С. 30-33.
6. Новожилов Ю.Н. Применение тепловых насосов в системах теплоснабжения / Ю.Н. Новожилов // Промышленная энергетика.-2006.-№5.-с.24-25
7. Тепловые насосы в теплоснабжении / А.А. Долинский А.А., Е.Т. Базеев, А.И. Чайка // Промышленная теплотехника.-2006.-№2.-с.99-105
8. Гершкович В.Ф. От централизованного теплоснабжения – к тепловым насосам / В.Ф. Гершкович // Энергосбережение.-2010.-№3.-с.24-28
9. Долинский А.А. Тепловые насосы в системе теплоснабжений зданий / А.А Долинский, Б.Х. Драганов // Коммунальная и промышленная теплоэнергетика. – 2008. – №6. – С. 71-83.
10. Васильев Г.П. Опыт применения теплонасосных технологий в децентрализованных системах теплоснабжения / Г.П. Васильев, Л.С. Богданович, А.С. Клепанда, Н.Б. Чиркин // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит.-2008.-№1.-с.8-15
11. Драганов Б.Х. К вопросу о тепловых насосах / Б.Х. Драганов, А.В. Мищенко // Промышленная теплотехника.-2006.-№2.-с.94-98
12. Мартыновский В.С. Тепловые насосы. М. – Л. Госэнергоиздат, 1955. – 192 с.
13. ДБН – Н Б В 1.1 – 27:2010 “Будівельна кліматологія”.
14. Некрасова О.А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) / О.А. Некрасова, Ю.В. Синяк // Теплоэнергетика. – 1986. – №11. – С. 30 – 34.

15. Безродний М.К. Енергетична ефективність системи вентиляції з використанням рекуператора та теплового насосу / М.К. Безродний, М.А. Галан // Зб. “Техническая теплофизика и промышленная теплотехника”, Дніпропетровськ. – 2011. – №3. – С. 5 – 13.
16. Безродний М.К. Енергетична ефективність теплонасосної системи вентиляції з рекуператором теплоти і рециркуляцією відпрацьованого повітря / М.К. Безродний, М.А. Галан // “Наукові вісті Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”. – 2011. – № 2. – С. 16-19.
17. Боженко М. Ф., Сало В. П. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти / М.Ф. Боженко; Навч. посіб. – К.; ІВЦ «Видавництво «Політехніка»», 2003. – 192 с.
18. Прохом Л. З. Клімат Києва – вологість, температура, атмосферні опади. [Електронний ресурс] // Режим доступу – <http://www.geoknigi.com>.
19. СНиП 3.05.01-85. «Правила производства и приемки работ. Санитарно-техническое оборудование зданий и сооружений».

## ДОДАТОК А

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного  
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського

## ЗАТВЕРДЖУЮ

(керівник підприємства,

\_\_\_\_\_ С. М. Письменний  
організації)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

\_\_\_\_\_ (ініціали, прізвище)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на науково-дослідну роботу

«Підвищення ефективності роботи теплонасосної системи для вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з вологовиділенням»

## 1. Термін виконання роботи

Початок – 1.09. 2016 р.

Закінчення – 14.05. 2018 р.

## 2. Обґрунтування для виконання роботи

Аналіз термодинамічної ефективності теплонасосних схем: вентиляція для виробничого приміщення в холодний період року та кондиціювання повітря для виробничого приміщення в спекотний період року, в залежності від параметрів роботи системи і зовнішнього повітря.

## 3. Мета роботи

Аналізувати перспективи розвитку теплонасосних систем вентиляції та кондиціювання; оцінити ефективність різних схем теплонасосних установок; дослідити розподіл припливного та витяжного повітря в виробничому приміщенні.

## 4. Зміст основних етапів виконання роботи

Отримання завдання. Літературний огляд. Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем вентиляції у виробничому приміщенні. Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем кондиціювання повітря у виробничому приміщенні. Порівняльний аналіз різних схем. Порівняння базової схеми із найбільш ефективною. Дослідження розподілу припливного та витяжного повітря в виробничому приміщенні. Оформлення та подання дисертації.

## 5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи

5.1. Магістерська дисертація.

5.2. Презентація.

5.3. Довідка про впровадження результатів.

## 6. Порядок розгляду і приймання роботи

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», спеціалізацією «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ проф., д.т.н., М.К. Безродний  
(підпис) (посада, ініціали, прізвище)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Виконавець

\_\_\_\_\_ Студент гр. ТП-61м,  
ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського  
М.О. Цветкова  
(підпис) (ініціали, прізвище)

ДОДАТОК Б «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ**



## ДОДАТОК В

Ф.№ 3.3

**СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Цвєткової Марії Олександрівни.**

№ з/п	Найменування праць	Руко-писні або друко-вані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кіль-кість друко-ваних арку-шів або сторі-нок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1.	Оптимальні умови роботи тепло насосних систем опалення з використанням акумульованої теплоти у ґрунті.	Друк.	XIV міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 18-21 квітня 2016 р. – ВАТ „Володимирецька друкарня”.-2016.-С.177	1 стор.	Безродний М.К., Притула Н.О.
2.	Підвищення ефективності теплонасосної системи вентиляції.	Друк.	XV міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2017 р. – ВАТ „Володимирецька друкарня”.-2017.-С.179	1 стор.	Безродний М.К., Притула Н.О.

1	2	3	4	5	6
3.	Оптимальні умови роботи теплонасосних систем опалення з використанням акумульованої теплоти ґрунту	Друк.	X Міжнародна конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики, м. Київ, 23-26 травня 2017 р.» – ВАТ „Володимирецька друкарня”.-2017.-С.162	3 стор.	Безродний М.К., Притула Н.О.
4.	Оптимальні умови роботи теплонасосних систем опалення з використанням акумульованої теплоти ґрунту	Друк.	Публікація у фаховому виданні: «Енерготехнологии и ресурсосбережение» 2017. – №1 – С. 19–26	8 стор.	Безродний М.К., Притула Н.О.
5.	Підвищення ефективності теплонасосної системи вентиляції.	Друк.	Міжнародно - науково технічна конференція «Енергоефективність в галузях економіки України», м. Вінниця, 11 – 13 жовтня 2017 р., – ВАТ „Володимирецька друкарня”.-2017.-С.170	3 стор.	Безродний М.К., Притула Н.О.
6.	Підвищення ефективності теплонасосної системи вентиляції.	Друк.	VIII міжнародно - науково технічна конференція «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, 11 – 13 жовтня 2017 р., – збірник наукового видання „Інновації в суднобудуванні та океанотехніці ”.-2017.- С.221	3 стор.	Безродний М.К., Притула Н.О.
7.	Термодинамічний аналіз теплонасосної системи вентиляції для підтримання комфортних умов в виробничих приміщеннях вологовиділенням 3	Друк.	Публікація у збірнику Вісник НТУ: «ХП» 2017. – №1 – С. 46–52.	6 стор.	Безродний М.К., Притула Н.О.

1	2	3	4	5	6
---	---	---	---	---	---

8.	Розробка ефективної теплонасосної системи (ТНС) кондиціонування для підтримання комфортних умов в виробничих приміщеннях	Друк.	XVI міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24-27 квітня 2018 р. – ВАТ „Володимирецька друкарня”.-2018.-С.130.	1 стор.	Безродний М.К., Притула Н.О.
----	--	-------	--	---------	---------------------------------

Автор

Цветкова М. О.  
(ініціали, прізвище)

**ПЕРЕВІРКА МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ НА ПЛАГІАТ**

Раздел 3 (про...  
Завантажено: 04/26/2018  
Перевірено: 04/26/2018

**Інтернет + Бібліотека**

97.56% Оригінальність	2.44% Схожість	2 Джерела
-----------------------	----------------	-----------

**Джерела з Інтернет : 2 джерела знайдено**

- |  |       |
|--|-------|
| 1. <a href="http://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/15171/1/3.pdf">http://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/15171/1/3.pdf</a> | 1.96% |
| 2. <a href="https://core.ac.uk/download/pdf/47211999.pdf">https://core.ac.uk/download/pdf/47211999.pdf</a>               | 0.49% |